

# POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale  
in Ingegneria Meccanica  
indirizzo Automazione

Tesi di Laurea Magistrale

Sviluppo ed applicazione di codice industriale per il  
calcolo delle prestazioni di impianti turbogas



Relatori  
prof. Daniela Anna Misul  
prof. Mirko Baratta

Candidato  
Antonella Accardo

Anno Accademico 2018/2019

# Indice

|                                                                          |           |
|--------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>1. Abstract .....</b>                                                 | <b>3</b>  |
| <b>2. Impianti turbogas .....</b>                                        | <b>4</b>  |
| <b>2.1 Componenti di un impianto .....</b>                               | <b>4</b>  |
| 2.1.1 Compressore .....                                                  | 5         |
| 2.1.2 Combustore .....                                                   | 6         |
| 2.1.3 Turbina .....                                                      | 8         |
| <b>2.2 Ciclo Joule Brayton .....</b>                                     | <b>10</b> |
| 2.2.1 Rendimento del ciclo ideale .....                                  | 11        |
| 2.2.2 Rendimento del ciclo reale .....                                   | 12        |
| <b>3. Ethos Energy S.p.A.....</b>                                        | <b>15</b> |
| <b>3.1 Descrizione dell'azienda .....</b>                                | <b>15</b> |
| <b>4. Descrizione attività .....</b>                                     | <b>18</b> |
| <b>4.1 Fasi di lavoro e obiettivi .....</b>                              | <b>19</b> |
| 4.1.1 Prima fase .....                                                   | 19        |
| 4.1.1 Seconda fase .....                                                 | 20        |
| <b>4.2 PH4145 .....</b>                                                  | <b>20</b> |
| <b>4.3 MatlabGUI .....</b>                                               | <b>23</b> |
| <b>4.4 Introduzione a Fortran .....</b>                                  | <b>24</b> |
| <b>5. Decodifica del codice .....</b>                                    | <b>28</b> |
| <b>5.1 Modelli di perdita nelle palettature turbina .....</b>            | <b>28</b> |
| <b>5.2 Energy Coefficients Loss Model .....</b>                          | <b>31</b> |
| 5.2.1 Perdite dovute allo strato limite .....                            | 36        |
| 5.2.2 Perdite dovute a processi di miscelazione .....                    | 37        |
| 5.2.3 Perdite dovute al trasferimento di calore .....                    | 39        |
| 5.2.4 Perdite dovute ad onde d'urto .....                                | 40        |
| 5.2.5 Perdite dovute al Trailing Edge $\xi_{TE}$ .....                   | 40        |
| 5.2.6 Perdite dovute all'angolo di incidenza $\xi_{inc}$ .....           | 41        |
| 5.2.7 Perdite secondarie $\xi_{se}$ dovute al numero di Re $\xi_r$ ..... | 41        |
| 5.2.8 Perdite dovute al tip leakage $\epsilon_{lk}$ .....                | 42        |
| <b>5.3 Total Pressure Coefficients Loss Model :Kacker e Okapuu .....</b> | <b>43</b> |
| 5.3.1 Perdite di profilo $y_p$ .....                                     | 43        |
| 5.3.2 Perdite secondarie $y_s$ .....                                     | 44        |
| 5.3.3 Perdite dovute allo spessore al TE $y_{TE}$ .....                  | 45        |

|                                                                   |            |
|-------------------------------------------------------------------|------------|
| 5.3.4 Perdite di trafilamento <i>ylk</i> .....                    | 45         |
| <b>6. Interfaccia grafica di Input.....</b>                       | <b>46</b>  |
| 6.1 Struttura del codice .....                                    | 46         |
| 6.1.2 Script scheda geometria turbina.....                        | 51         |
| <b>7. Interfaccia grafica di Output.....</b>                      | <b>54</b>  |
| 7.1 Struttura del codice e script principale.....                 | 54         |
| 7.2 Mappa compressore.....                                        | 57         |
| 7.2.1 Matching con la caratteristica della turbina.....           | 59         |
| 7.3 Triangoli di velocità .....                                   | 61         |
| 7.3.1 Turbina assiale ad azione .....                             | 61         |
| 7.3.2 Turbina assiale a reazione.....                             | 64         |
| 7.3.3 Triangoli di velocità nell'Output.exe.....                  | 66         |
| 7.4 Joule Brayton Aperto .....                                    | 70         |
| 7.4.1 Modellizzazione del ciclo Joule-Brayton aperto reale.....   | 70         |
| 7.5 Script.....                                                   | 73         |
| 7.5.1 Script principale.....                                      | 73         |
| 7.5.2 Script Mappa compressore.....                               | 77         |
| <b>8. Utilizzo del software in applicazioni reali .....</b>       | <b>79</b>  |
| 8.1 Validazione del modello di termoregolazione.....              | 79         |
| 8.2 Termoregolazione di impianti di turbine a gas .....           | 83         |
| 8.2.1 Termoregolazione dell'impianto TG20/B78 di Duino .....      | 83         |
| 8.3 Valutazione performance in seguito all'aumento di $T_3$ ..... | 89         |
| 8.3.1 Primo stadio .....                                          | 89         |
| 8.3.1 Secondo stadio .....                                        | 91         |
| 8.3.1 Terzo stadio.....                                           | 92         |
| <b>9. Conclusioni e ringraziamenti.....</b>                       | <b>98</b>  |
| <b>10. Bibliografia e Sitografia .....</b>                        | <b>100</b> |

# 1. Abstract

Dal brevetto della prima turbina a gas, concepita intorno al 1890, si è dovuta attendere la seconda metà del '900 per il suo inserimento a tutti gli effetti all'interno di un impianto turbogas per la generazione di energia elettrica. I bassi rendimenti dei primi 50 anni erano dovuti principalmente alle basse efficienze dei due componenti principali, compressore e turbina, e alle temperature massime raggiungibili limitate dai materiali disponibili.

Il lavoro di tesi si inserisce all'interno del contesto aziendale di Ethos Energy S.p.A, un'azienda specializzata nel settore energetico che si occupa di progettazione e recupero di impianti turbogas con sedi in diverse parti del mondo. La richiesta aziendale era quella di creare un'interfaccia utente per un codice Fortran, originariamente scritto da Westinghouse e successivamente modificato da Fiat Avio, di calcolo prestazioni per diversi impianti. Nello specifico la tesi tratterà dell'impianto industriale TG20B78 monoalbero.

Il progetto di tesi può essere suddiviso in tre parti: la prima parte è stata quella di decodifica del codice e dell'analisi degli algoritmi che lo supportano; la seconda parte ha visto la progettazione e la scrittura dei codici di interfaccia di Input e Output concentrandosi nello specifico sulle mappe compressore e turbina, sui triangoli di velocità, sui profili alari della palettatura turbina e sulla modellizzazione del ciclo Joule Brayton; la terza e ultima parte ha visto invece l'utilizzo del software in due casi applicativi che potessero testarlo: la termoregolazione dell'impianto e un'analisi dei triangoli di velocità a temperatura ingresso turbina maggiorata.

Il software nato da questo lavoro di tesi ha notevolmente migliorato e velocizzato il lavoro dell'utente, altresì ostico, ed è una valida base tanto per analisi prestazionali di primo impatto quanto per sviluppi futuri su altri aspetti di impianti turbogas come le emissioni e la valutazione di efficienze di cooling e/o rigenerazione.

## 2. Impianti turbogas

### 2.1 Componenti di un impianto

La più semplice tipologia di impianto turbogas è costituita da un compressore multistadio e una turbina o espansore calettati sullo stesso albero e collegati mediante una camera di combustione (Figura 1). L'impianto è di fatto un motore a combustione interna che trasforma l'energia chimica del combustibile in energia elettrica. Per quanto riguarda il principio di funzionamento, il compressore aspira e comprime l'aria immettendola successivamente nella camera di combustione. All'interno della camera di combustione, l'aria compressa viene miscelata col combustibile il quale prende parte a reazioni di ossidazione che fanno aumentare notevolmente la temperatura dei gas in ingresso turbina. A questo punto gas e combustibile proseguono il percorso espandendosi attraverso gli stadi turbina. La potenza sviluppata nell'espansore, al netto di quella assorbita dal compressore, viene fornita al generatore elettrico coassiale.

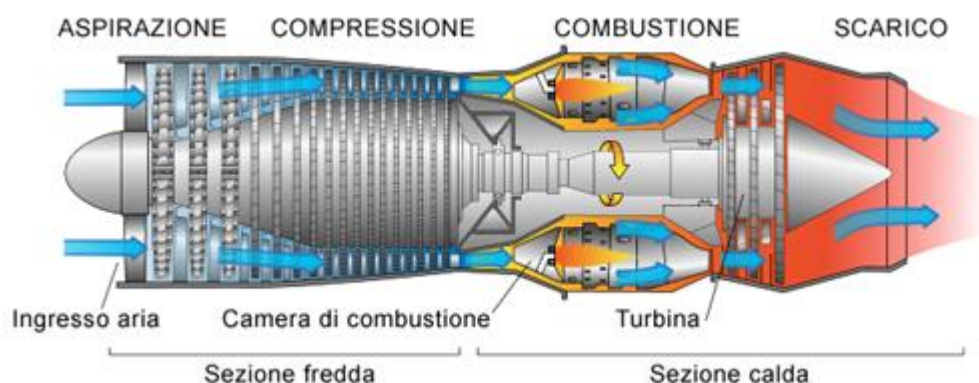


Figura 1 Schema dei componenti principali di un impianto turbogas  
<http://www-3.unipv.it/electric/conven/cap.4%20-%20turbogas%20e%20cicli%20combinati.pdf>

Dagli anni '80 ad oggi l'efficienza delle turbine a gas è aumentata notevolmente passando da potenze elettriche massime di 120 MW a 250 MW, temperature dei gas all'ingresso turbina da 1100°C a 1500°C e rapporti di compressione che sono passati da 12÷14 a 16÷30.

Come dimostrato dal ciclo ideale di Carnot per una macchina termica, si può ottenere un rendimento tanto più elevato quanto più è elevata la temperatura di combustione. La temperatura di ingresso turbina, che è la massima temperatura raggiungibile nel ciclo, influenza così tanto il rendimento e il lavoro del ciclo che il suo innalzamento giustifica enormi sforzi di ricerca e sviluppo. Tuttavia, anche la vita dell'impianto espressa in ore di esercizio per un dato livello di sollecitazione è strettamente legata alla temperatura di funzionamento. I limiti dell'impianto sono dovuti alla resistenza dei materiali allo scorrimento viscoso (creep) e alle sollecitazioni meccaniche di origine termica, che nelle parti rotanti sono accompagnate dagli sforzi centrifughi. Sono fondamentali, inoltre, la resistenza alla corrosione e all'ossidazione, dovute all'alta reattività dell'ossigeno ad alte temperature, e all'erosione dovuta all'alta velocità di passaggio dei gas. Le palette più sollecitate sono, dunque, quelle della turbina e poiché devono resistere a temperature dell'ordine di 1500 °C. Questo fa sì che sia necessario un complesso ed efficace sistema di raffreddamento dei componenti. Per ottenere un'adeguata resistenza al creep si utilizzano leghe a base di nichel con l'aggiunta di rivestimenti superficiali metallici molto resistenti e l'impiego di una barriera termica a base ceramica in modo da isolare termicamente il materiale base.

### 2.1.1 Compressore

Il compressore di una turbina a gas è generalmente un compressore assiale multistadio trascinato mediante un albero dalla turbina stessa. Rispetto a un compressore centrifugo, quello assiale garantisce una maggiore portata volumetrica e, se multistadio (numero di stadi che varia da 10 a 20), anche un maggiore rendimento. La curva caratteristica prevalenza-portata dei compressori assiali è verticale, cioè a portata volumetrica costante. Una parte dell'aria che fluisce nel compressore viene spillata e utilizzata per raffreddare le zone più calde (Figura 2).

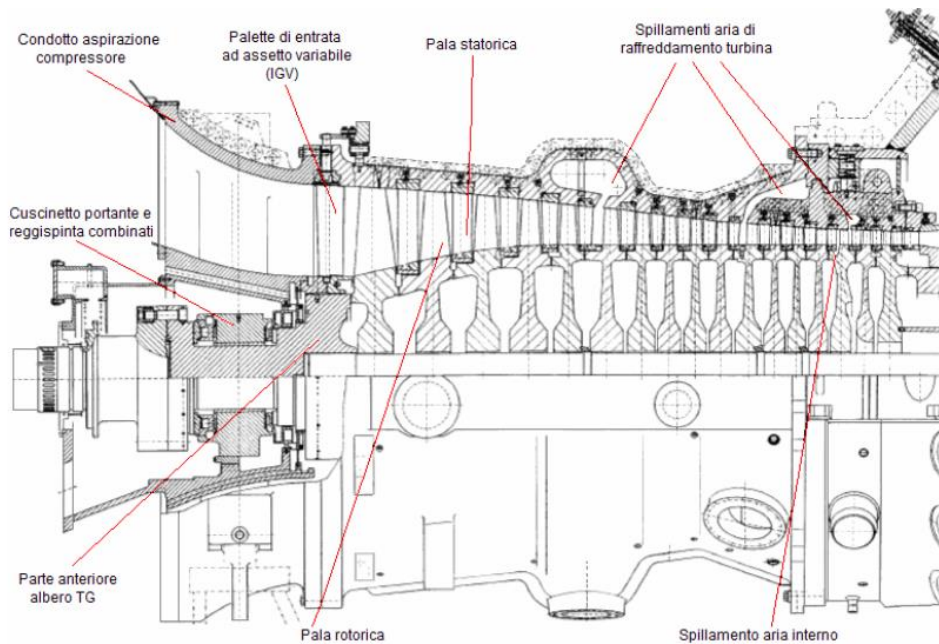


Figura 2 Componenti principali di un compressore assiale per impianto turbogas  
<http://www-3.unipv.it/electric/conven/cap.4%20-%20turbogas%20e%20cicli%20combinati.pdf>

A differenza della turbina, il compressore lavora con gradiente di pressione avverso e di conseguenza ha un numero di stadi molto maggiore rispetto alla turbina anche se entrambi lavorano praticamente sullo stesso salto di pressione. Questo comporta inoltre che le pale del compressore siano meno curve rispetto a quelle della turbina per evitare il distacco della vena fluida. I problemi che si possono riscontrare nel compressore sono i fenomeni di stallo e pompaggio. Il pompaggio è un fenomeno di instabilità globale in cui la corrente fluida che dovrebbe fluire verso la mandata inverte periodicamente direzione rifluendo verso l'aspirazione. Lo stallo è invece un fenomeno di instabilità locale poiché interessa solo la girante e consiste nel fatto che una diminuzione di portata a parità di velocità di rotazione  $n$  può portare ad un valore dell'angolo di incidenza critico causa del distacco della vena fluida. Il distacco della vena fluida riduce il canale interpale. Questo peggiora la situazione in quanto il verificarsi dello stallo anche solo in una pala può innescare lo stallo in pale successive. Questo è dovuto al fatto che la portata, non potendo entrare nel canale interpale, si ripartisce nei canali adiacenti. Per evitare questo problema la palettatura statorica d'ingresso (IGV) viene costruita ad angolo di calettamento variabile. Questo permette una certa variazione di portata d'aria a numero di giri costante ai fini della regolazione di potenza. A causa della complessità fluidodinamica e della difficile regolazione a cui si presta questo componente in termini di portata e rapporto di compressione, risulta meno oneroso preferire la modifica degli altri componenti ai fini di un possibile aumento di efficienza. Il compressore è costituito da:

- Voluta di ingresso
- Corpo compressore

### 2.1.2 Combustore

Il combustore è costituito da una camera di combustione con immissione di combustibile e aria ed emissione di gas combusti. Nella camera di combustione, il combustibile brucia mediante l'ossigeno presente nell'aria compressa che viene dal compressore. Si innalza così la temperatura e di conseguenza l'entalpia della miscela gas-aria in uscita dal combustore e in ingresso turbina.

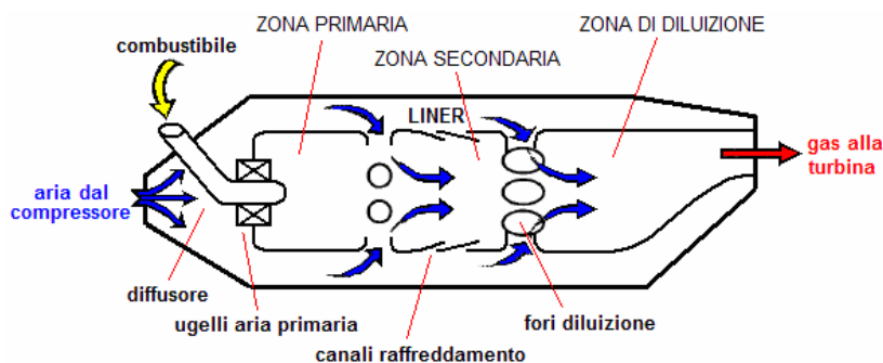


Figura 3 Schema di base della camera di combustione di un combustore per impianto turbogas  
<http://www-3.unipv.it/electric/conven/cap.4%20-%20turbogas%20e%20cicli%20combinati.pdf>

Per limitare la temperatura raggiunta dai gas combusti, la quantità di combustibile utilizzata è inferiore a quella corrispondente a una combustione stechiometrica dell'aria compressa. La quantità di aria effettiva rispetto a quella stechiometrica risulta essere in un rapporto di  $2,5 \div 3,5$ , l'impianto lavora con un elevato tenore di ossigeno. A causa di

questo, è necessario tenere sotto controllo il limite inferiore di miscibilità aria/combustibile. Vengono create all'interno della camera di combustione due zone (Figura 3), nella prima affluisce solo una parte dell'aria comburente in modo da realizzare un rapporto aria/combustibile vicino a quello stechiometrico, mentre nelle zone secondaria e di diluizione viene introdotta la rimanente portata d'aria utilizzata per completare l'ossidazione e diminuire la temperatura dei gas combusti. Tutto ciò avviene all'interno di un cilindro forato chiamato "liner" che ha la doppia funzione di far passare l'aria di diluizione all'interno della camera e di isolare termicamente l'esterno del combustore dalla camera di combustione.

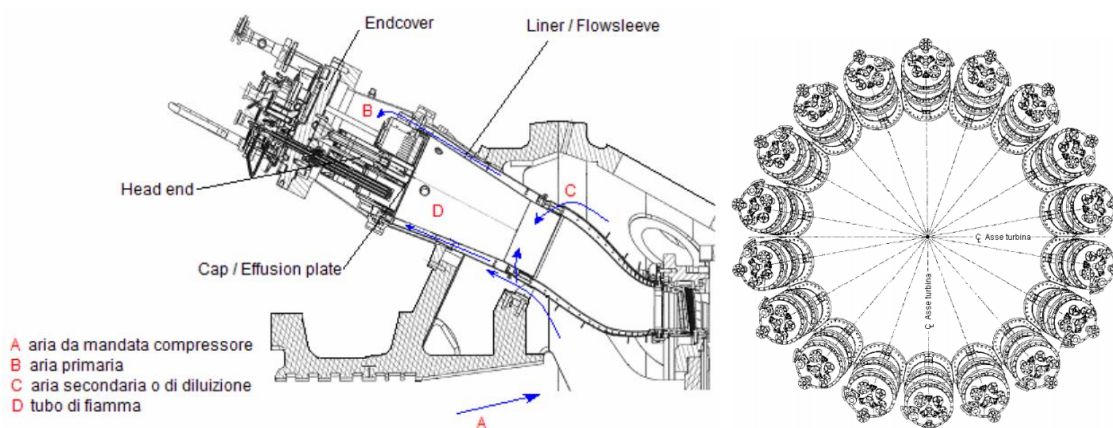


Figura 4 Combustore multi-tubolare

<http://www-3.unipv.it/electric/conven/cap.4%20-%20turbogas%20e%20cicli%20combinati.pdf>

Nel campo delle turbine industriali Heavy Duty la tipologia di combustore più utilizzata è quella di combustore *multi-tubolare* (Figura 4) costituito da diversi combustori tubolari calettati circonferenzialmente sull'anello di adduzione dei gas alla turbina. Il problema dei combustori tubolari, a differenza di quelli anulari, è la necessità di avere un condotto di adduzione dei gas all'ingresso turbina soggetto a considerevoli sollecitazioni termiche (Figura 5).

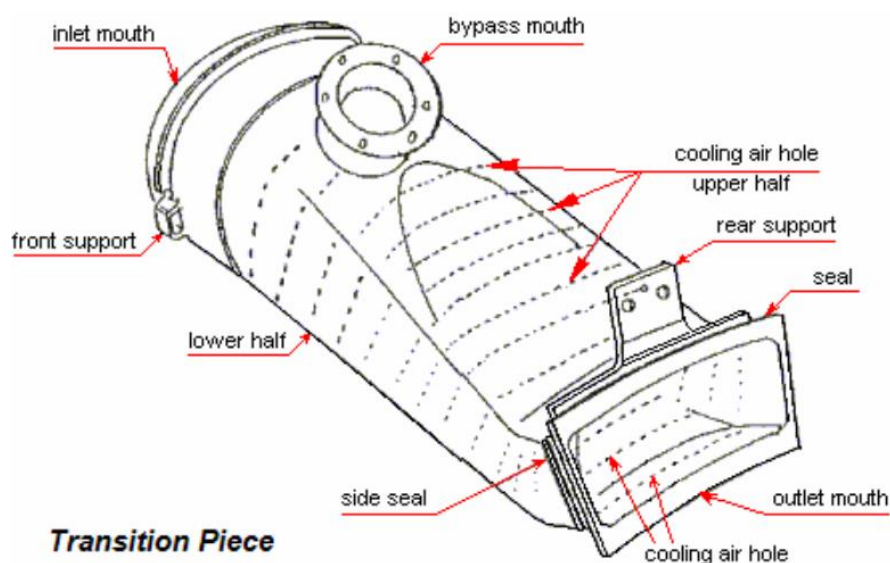


Figura 5 Transition Piece tra combustore e ingresso turbina

<http://www-3.unipv.it/electric/conven/cap.4%20-%20turbogas%20e%20cicli%20combinati.pdf>



Essendo le turbine a gas motori a combustione interna, il combustibile partecipa direttamente al ciclo termodinamico e di conseguenza deve essere chimicamente e fisicamente non aggressivo. Partendo dal bilancio termico sul combustore, è possibile ricavare il rapporto  $\alpha$  tra la massa d'aria e la massa di combustibile:

$$\alpha = \frac{\eta_{\pi b} H_i}{c_p (T_3 - T_2)} - 1$$

Dove  $H_i$  è il potere calorifico inferiore del combustibile e  $\eta_{\pi b}$  è il rendimento manometrico del combustore. Dal momento che la differenza di temperatura tra il punto 2 e il punto 3 è generalmente piccola,  $\alpha$  risulta molto grande, dell'ordine di  $4 \div 6$  volte l' $\alpha$  stechiometrico.

### 2.1.3 Turbina

All'interno della turbina avviene la conversione dell'energia termica in energia meccanica. Questo avviene grazie al fatto che ogni stadio turbina è composto da una schiera di palette statorica e una schiera di palette rotorica solidale all'albero. Lo statore è di fatto un ugello convergente che converte energia termica in energia cinetica. Il rotore invece accelera il flusso di gas ( $\omega_2 > \omega_1$ ) riducendone la pressione (Figura 6), ovvero viene spesa quell'energia cinetica convertita nello statore per compiere lavoro sulla macchina.

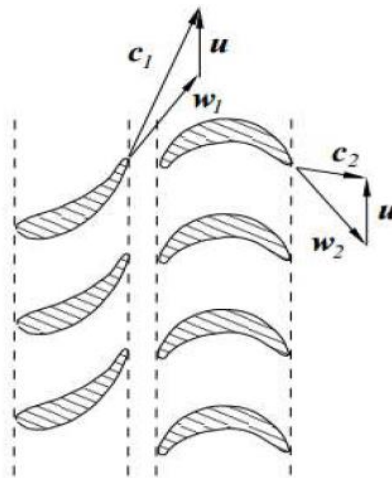


Figura 6 Palettatura e triangoli di velocità di una turbina assiale  
<https://webthesis.biblio.polito.it/9436/>

Esistono diversi tipi di turbina: radiale, assiale e mista. La turbina assiale è caratterizzata dal fatto che la velocità del fluido è parallela all'asse di rotazione della macchina. A differenza di una turbina radiale, una turbina assiale ha le seguenti caratteristiche:

- Maggiore portata;
- Salti entalpici minori sul singolo stadio (ma possibilità di avere più stadi).

Le turbine possono essere classificate inoltre in base al funzionamento del singolo stadio, ovvero alla modalità di conversione dell'energia, in turbine ad azione o a reazione. Le prime sono caratterizzate dal fatto che l'espansione avviene solo nello statore mentre nelle seconde l'espansione avviene in parte nello statore e in parte nel rotore proporzionalmente al grado di reazione.

L'espansore è il componente critico dell'impianto questo, come già detto, a causa dell'elevata temperatura a cui si trova il gas che arriva al suo ingresso. A questo si aggiungono gli stress meccanici dovuti alla rotazione ad alta velocità degli stadi turbina. Oltre all'utilizzo di materiali e rivestimenti opportuni, un ruolo fondamentale gioca la tecnica di raffreddamento. Una di queste è il raffreddamento interno per cui l'aria spillata precedentemente dal combustore entra all'interno di palette cave, generando un raffreddamento per convezione dall'interno (Figura 7).

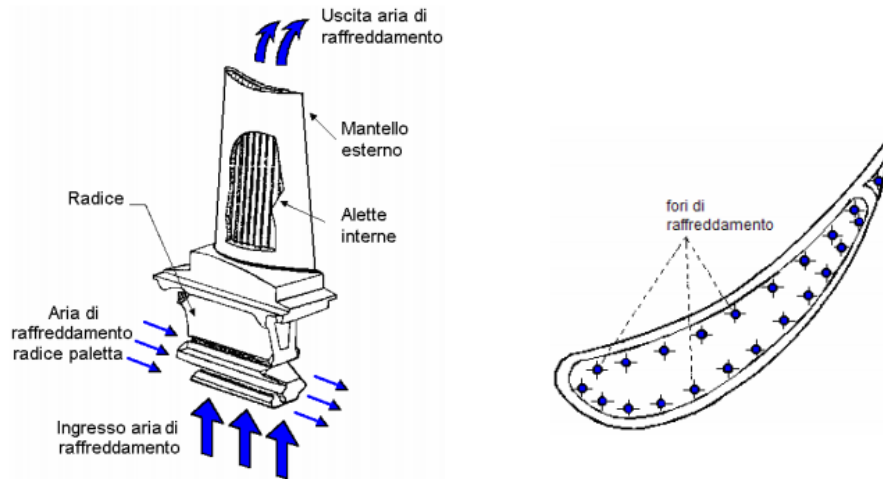


Figura 7 Raffreddamento interno pale di turbina per impianto turbogas  
<http://www-3.unipv.it/electric/conven/cap.4%20-%20turbogas%20e%20cicli%20combinati.pdf>

A differenza del compressore, la turbina presenta meno problemi dal punto di vista fluidodinamico. Dal momento che durante la trasformazione di espansione la pressione diminuisce, non si hanno problemi di stallo e si possono realizzare maggiori salti di pressione. Poiché in turbina la velocità del flusso aumenta, è possibile realizzare deflessioni molto più grandi ( $100-130^\circ$ ) di quelle del compressore ( $35^\circ$ ).

## 2.2 Ciclo Joule Brayton

Dal punto di vista termodinamico, il funzionamento ideale degli impianti turbogas è descritto dal ciclo Joule Brayton (Figura 8).

Nel caso ideale, un ciclo chiuso si compone di quattro fasi:

- Compressione isoentropica del gas: l'aria viene aspirata dall'atmosfera e subisce una compressione a entropia costante tramite un compressore rotativo durante la quale il fluido assorbe lavoro dal ciclo;
- Riscaldamento isobaro in cui l'aria compressa viene immessa in camera di combustione, in cui viene iniettato il combustibile. La combustione avviene a pressione costante ma, dal momento che la temperatura del fluido aumenta, il volume specifico aumenta;
- Espansione isoentropica in cui i gas combusti subiscono una espansione isoentropica fino alla pressione di aspirazione durante la quale il fluido scambia lavoro positivo;
- Raffreddamento isobaro dei gas combusti fino alla temperatura ambiente.

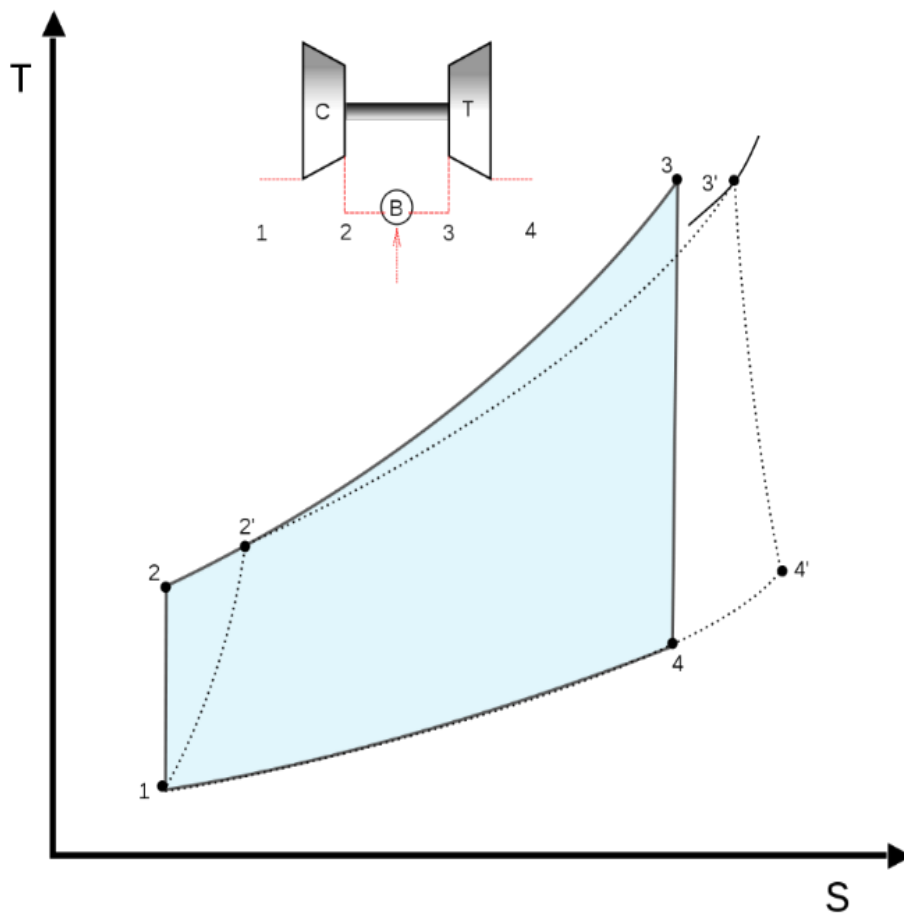


Figura 8 Ciclo Joule-Brayton ideale e reale  
[https://it.wikipedia.org/wiki/Rendimento\\_isoentropico](https://it.wikipedia.org/wiki/Rendimento_isoentropico)

Nel ciclo reale si hanno, invece:

- Combustione interna a ciclo aperto: quindi non c'è il tratto di raffreddamento 4-1 e il fluido che partecipa alle trasformazioni non è aria ma ha composizione diversa nei diversi tratti perché bisogna tenere conto del combustibile. Variano quindi le proprietà del fluido;
- Perdite di carico in camera di combustione, rendimento del combustore e perdite di calore fanno sì che il tratto di combustione non sia più isobaro;
- Compressione non isoentropica ma adiabatica, l'entalpia allo scarico del compressore è più alta rispetto a quella ideale: a parità di rapporto di compressione è necessario un maggiore lavoro di compressione per ottenere la stessa pressione in uscita;
- Espansione non isoentropica ma adiabatica: a parità di pressione di uscita c'è un lavoro di espansione disponibile minore e un'entalpia allo scarico della turbina più alta rispetto a quella ideale.

### 2.2.1 Rendimento del ciclo ideale

Il rendimento termodinamico ideale del ciclo Joule-Brayton, sostituendo le espressioni di  $Q_1$  e  $Q_2$  e trascurando le variazioni di calore specifico nelle trasformazioni 4-1 e 2-3, è:

$$\eta_{id} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1 \frac{T_4}{T_1} - 1}{T_2 \frac{T_3}{T_2} - 1}$$

È facilmente dimostrabile che:

$$p_1 p_3 = p_2 p_4 \quad \text{e} \quad T_1 T_3 = T_2 T_4$$

Di conseguenza:

$$\eta_{id} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}$$

Dove  $\beta = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_4}$

Volendo riferirsi al lavoro di compressione, ipotizzando trascurabili eventuali scambi termici con le pareti:

$$L_{c,is} = c_p(T_2 - T_1) = c_p T_1 (\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1)$$

$$\eta_{id} = \frac{1}{1 + c_p T_1 / L_c}$$

Il rendimento ideale del ciclo Joule-Brayton è inferiore a quello di Carnot tra le stesse temperature massima e minima. Inoltre, è funzione del rapporto di compressione e del tipo di gas e non della temperatura massima  $T_3$ . Precisamente esso:

- aumenta col rapporto di compressione o con il lavoro di compressione, inizialmente in modo rapido e poi sempre più lentamente (Figura 9);
- a parità di  $L_c$  cresce al crescere di  $c_p$  ovvero al crescere del peso molecolare del gas;
- a parità di  $\beta$  è maggiore per i gas monoatomici, cresce al crescere di  $k$ ;
- è indipendente da  $T_3$ .

Per quanto riguarda il lavoro specifico del ciclo ideale:

$$\begin{aligned}
 L &= Q_1 - Q_2 = L_t - L_c = c_p(T_3 - T_4) - c_p(T_2 - T_1) = \\
 &= c_p T_3 \left( 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}} \right) - c_p T_2 \left( 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}} \right) = c_p T_3 \left( 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}} - \frac{T_1}{T_3} \left( \beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right)
 \end{aligned}$$

Questa espressione può essere derivata rispetto a  $\beta$  per evidenziare che il lavoro specifico del ciclo presenta un massimo, ovvero una condizione di ottimo. Sempre ipotizzando calore specifico costante, si può ottenere che il lavoro è massimo per:

$$\beta_{Lmax} = \left( \frac{T_3}{T_1} \right)^{\frac{1}{2k-1}} \quad e \quad T_4 = T_2$$

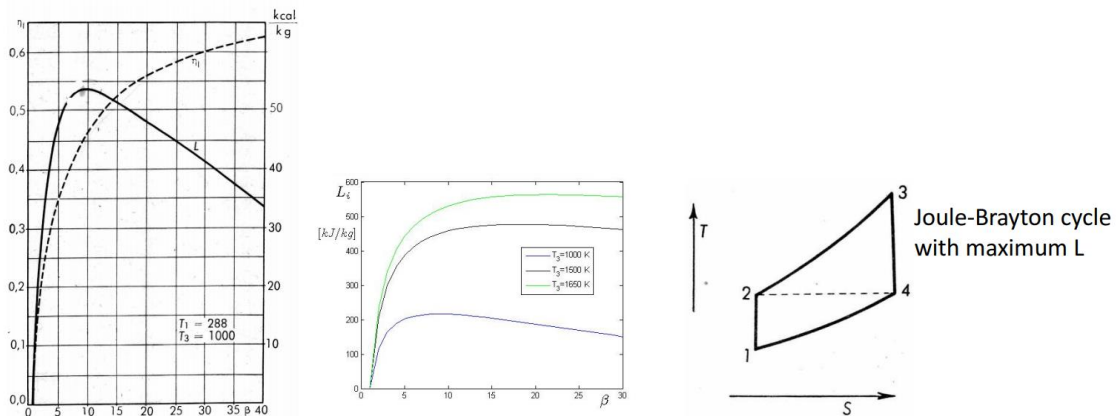


Figura 9 Andamento del lavoro a  $T_3$  costante in funzione del rapporto di compressione, al variare di  $T_3$  e rappresentazione del ciclo Joule Brayton di massimo rendimento (Slide dal corso di Macchine, Politecnico di Torino, prof. Dongiovanni)

### 2.2.2 Rendimento del ciclo reale

Tra le perdite della turbina a ciclo semplice troviamo:

- Perdite di origine fluidodinamica nei canali del compressore e della turbina che saranno tenute in conto nei *rendimenti interni*  $\eta_c$  e  $\eta_t$ . Precisamente:

$$L_t = \eta_t L_{t,is}$$

$$L_c = L_{c,is} / \eta_c$$

- Perdite di calore per incompleta combustione e dispersioni attraverso le pareti tenute in conto dal *rendimento del combustore*  $\eta_b$
- Cadute di pressione tenute in conto da un coefficiente detto *rendimento manometrico*  $\eta_\pi$
- Perdite organiche sintetizzate dai *rendimenti meccanici* di compressore e turbina  $\eta_{mc}$  e  $\eta_{mt}$

Le prime tre perdite influiscono direttamente sul ciclo termodinamico, le resistenze passive di compressione ed espansione spostano le relative curve di trasformazione verso destra, le perdite passive di combustione fanno sì che la trasformazione 2-3 non sia isobara ( $p_3 < p_2$ ) mentre le perdite di calore riducono la temperatura massima  $T_3$ .

Nell'ottica di voler confrontare il rendimento del ciclo ideale con quello del ciclo reale, consideriamo un ciclo Joule-Brayton in cui i punti in comune tra i due cicli sono le condizioni ambiente al punto 1 e le condizioni di ingresso turbina al punto 3. L'efficienza dell'impianto è data da:

$$\eta_g = \frac{P_u}{G_f H_i} = \eta_b \frac{L_u}{Q_1}$$

Dove:

$$L_u = \frac{P_u}{G} = \frac{\eta_{mt} P_t - P_c / \eta_{mc}}{G} = \frac{\eta_{mt} G^{\frac{1+\alpha}{\alpha}} L_t - G L_c / \eta_{mc}}{G} \cong \eta_{mt} L_t - L_c / \eta_{mc} = \eta_{mt} \eta_{tis} L_{tis} - L_{cis} / \eta_{mc} \eta_{cis}$$

$$Q_1 = \frac{1+\alpha}{\alpha} c'_p (T_3 - T_2) \cong c_p (T_3 - T_{2is}) - c_p (T_2 - T_{2is}) =$$

$$= Q_{1id} - c_p [(T_2 - T_1) - (T_{2is} - T_1)] = Q_{1id} - [L_{cis} / \eta_{cis} - L_{cis}] = Q_{1id} - \frac{1-\eta_{cis}}{\eta_{cis}} L_{cis}$$

$$\frac{L_{tis}}{L_{cis}} = \frac{T_3 - T_{4is}}{T_{2is} - T_1} = \frac{T_3}{T_{2is}}$$

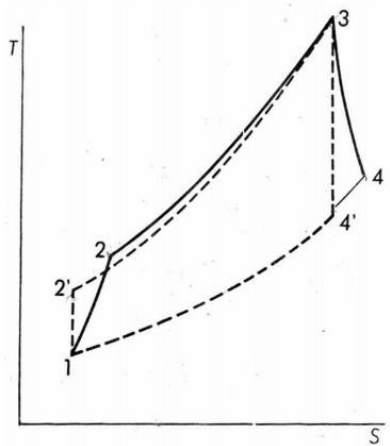


Figura 10 Ciclo Joule Brayton reale e ideale a  $T_3$  costante  
(Slide dal corso di Macchine, Politecnico di Torino, prof. Dongiovanni)

Sostituendo si ottiene:

$$\eta_g = \eta_b \eta_{mt} \eta_{tis} \frac{\frac{T_3}{T_{2is}} - \frac{1}{\eta}}{\frac{Q_{1id}}{L_{cis}} - \frac{1 - \eta_{cis}}{\eta_{cis}}}$$

Il rendimento termodinamico del ciclo Joule-Brayton reale dipende dalla temperatura massima  $T_3$  e il suo andamento in funzione di  $\beta$  presenta un massimo, questo vuol dire che a differenza del caso ideale, al crescere di  $\beta$  il rendimento cresce solo fino a un certo punto oltre il quale decresce.

Il lavoro specifico del ciclo reale è:

$$L_u = \eta_{mt} \eta_{tis} c_p \left[ T_3 \left( 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}} \right) - \frac{1}{\eta} T_1 \left( 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}} \right) \right]$$

Questo aumenta all'aumentare di  $T_3$  e, come il  $\eta_g$ , presenta un massimo. Inoltre, dal lavoro specifico utile dipende la portata d'aria necessaria per unità di potenza prodotta.

Dunque, le efficienze di compressore e turbina giocano un ruolo fondamentale nell'ottenimento del rendimento globale ottimale. Inoltre, la temperatura massima  $T_3$ , mentre quasi non influisce nel rendimento termodinamico ideale del ciclo (se non nella variazione di  $c_p$ ), influenza fortemente il rendimento del ciclo reale e lo fa tanto più sono bassi i rendimenti dei singoli componenti dell'impianto e quanto maggiore è il rapporto di compressione.

## 3. Ethos Energy S.p.A.

### 3.1 Descrizione dell'azienda

Ethos Energy è un'azienda specializzata in campo energetico, nella quale un team di tecnici ed ingegneri esperti, con l'aiuto di un ampio inventario di pezzi di ricambio, si occupa di servizi di ingegneria, progettazione di impianti, ricambi e riparazioni di turbine a gas.

L'azienda fu fondata dal gruppo Fiat a Torino nel 1952, iniziando la produzione di turbine a gas con il contratto di licenza Westinghouse, diventando una forza trainante nella costruzione di centrali elettriche, con oltre 350 stabilimenti in oltre 40 paesi (Figura 11). Entrando a far parte del gruppo Siemens nel 2000, la società è stata rinominata Gas Turbine Technologies e successivamente TurboCare.



Figura 11 Ethos nel mondo



### 3. Ethos Energy S.p.A.

---

Ethos Energy Group è stata creata nel 2014 come joint venture tra TurboCare, Wood Group e Siemens per costituire un fornitore indipendente leader di servizi di apparecchiature rotanti, servizi e soluzioni per i mercati petrolifero, energetico e industriale.

Lo stabilimento italiano (Figura 12) ha una vasta capacità produttiva. Ethos Energy Italia S.p.A. è attualmente strutturata attorno ad attività di Original Equipment Manufacturer (OEM). Si occupa inoltre di altre attività di OEM relative alla costruzione di turbine a gas, produzione e riparazione di componenti, processi speciali, revisioni complete di turbine intere e rotor, ripristini, rilocalizzazioni, aggiornamenti e miglioramenti degli impianti. Le attività di riparazione riguardano una vasta gamma di turbine a gas di diversi produttori.



*Figura 12 Stabilimento Ethos Torino*

Ethos Energy Torino lavora su impianti di turbine a gas di varie taglie occupandosi di:

- Progettazione macchina;
- Layout impianto;
- Sistemi di controllo;
- Revisione impianto;
- Ricambi & riparazioni;
- Servizi sul campo;

L'apparato ingegneristico aziendale si divide principalmente in:

- Core Engineering;
- Project Engineering.
- Application Engineering;
- Production Engineering;

L'attività di tesi è stata svolta all'interno del team di "Core Engineering" il quale si occupa principalmente di:

- Modifiche del design parti interno macchina;
- Disponibilità e affidabilità componenti;
- Materiali e rivestimenti, schemi di raffreddamento;

### 3. Ethos Energy S.p.A.

---

- Performance componenti;
- Valutazione della vita dei componenti;
- Modifica Design con obiettivi incentrati alla riduzione costi;
- Monitoraggio e valutazione performance.
- Definizione processi di riparazione.

## 4. Descrizione attività

L'azienda Ethos Energy S.p.A. ha richiesto un lavoro di rinnovo informatico sul PH4145, un software di sua proprietà che si occupa di analisi di performance di diverse tipologie di impianti di turbine a gas. Lo script originale è stato scritto in codice Fortran mentre l'eseguibile non presentava alcuna interfaccia grafica né per l'inserimento dei dati, né per il post-processing di essi. Si riportano a titolo di esempio due tipici file di Input e Output.

```
December 2015
TG 20 B78 Standard
Iso No Losses Gc= 10.628%
540. 14.17 106. 315.16 .88 8.87
1.0 17884. 0.0 1.0059 1.0 1.0
1.0 1.04 1.0 1.0 1.0 1.0
5. 0.0 0.0 .10628 1.0 41.
10. 0.0 0.0 0. 3.47 1.
1. 6. 526.8 .88 -1. 0.0
.0 .0082 0.0 0.0 .0951 0.0
.0
.7443 1. 4. .0957 2. 6.
.0512 3. 8. .0048 4. 10.
.0007 5. 12. .0000 6. 14.
0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 .0001
9.2 4850. 303. .8432 0. .8432 0.
6. 30. .0001 0.0 .97 .95 .946 0.
90. 30.22 26.12 1.0 .685 1.0
0.685 0. 0. 0. 0. 0.
30.221026.121015.6 .04627490.83 .07056 0.0 1.01113
30.221025.851026.10 .04627453.2 .09596 .08 1.00865
31.175024.981021.42 .04627480.0 .07005 0.0 1.00956
32.159024.039025.37 .04627455.0 .07481 .182 .99457
33.303022.909026.80 .04627479.0 .0678 0.0 1.01255
34.345021.866033.85 .04627481.0 .0711 .206 .99516
-.0127 1023.2 0.0 0.0 .2737 805.0 0.0 0.0
0.0357 954.9 .1314 805.0 0.0 0.0 .1491 805.0
0.0835 805.0 .0531 805.0 .0804 805.0 0.0 0.0
0.0218 805.0 .0477 805.0 0.0 0.0 0.0 0.0
0.0293 805.0 .0757 805.0 0.0 0.0 0.0 0.0
0.007 805.0 .0128 805.0 0.0 0.0 0.0 0.0
0.0 0.0 .0114 805.0 0.0 0.0 0.0 0.0
1.015 0.97 0.98
9.34 4550. 284.4 .8569
8.83 4550. 285.3 .8588
8.29 4550. 285.9 .8564
7.75 4550. 286.3 .8501
```

Figura 13 Pag.1 Input

```

December 2015
TG 20 B78 GU
Iso No Losses Ge= 10.965%
KT = 106.000000 VEL RATIO = 315.160000
ETA TBPDP = .880000 RHO TBPDP = .8370000
ETA BURN = 1.000000 LHV = 17884.000000
ETA REG = .000000 ETA TBPDP = .880000
PTS/SPEED = 5.000000 C/V LOSS = .000000
F6 = .000000 F7 = .106000
ETAM OR HP = 1.000000 PWR MARGIN = .000000
DGEN LOSS CONST. .000E+00 .3470E+01 .1000E+01
D THE FUEL IS A GAS
D COMPOSITION BY VOLUME
D S N2 O2 H2 CO2 CO H2O H2S A COS NH3
.00000 .00820 .00000 .00000 .09510 .00000 .00000 .00000 .00000 .00000 .00000
D HYDROCARBONS
D PCT C H
.74430 1. 4.
.09570 2. 6.
.05120 3. 8.
.00480 4. 10.
.00070 5. 12.
.00000 6. 14.
D FS HS HF F9 RHODF KREFN
.0000 .00 .00 .0000 .0000 .0001
1.
December 2015
TG 20 B78 GU
Iso No Losses Ge= 10.965%
D T DB L T WB 1 P 1 DP ETA F ETA EC
80.0 66.8 14.170 .000 1.000 .000
D T DB F T WB C T DB C H2O IN H2O OUT HP/LB RHO 1F DP ACT
80.0 66.8 80.0 .01155 .01155 .00 .07035 .0000 -.00001
1.
TURBINE GEOMETRY
D 6.00000 30.00000 .00010 .00000 .98615 .96500 .94600

RHO TFF = 8.794368 P2TBP = 14.170000
P2TFF = 14.170000 ETAM = 1.000000
T1T = 1869.887000 ETA TBP = .925568
T2T = 1132.745000 G1 = 302.205500
G6 = .000000 G7 = 32.033780
G5 = 32.033780 G2 = 270.171700
GF = 3.311566 G3 = 273.483300
G4 = 273.483300 G8 = 305.517100
T2TM = 1132.745000 GP = .000000
GS = .000000 HP = 18333.090000
R COMP = 53.713790 K COMP = 1.391458
T1B = 1092.881000 H2RG = 183.423500
K TURB = 1.345126 T2RG = 1132.740000
R TURB = 54.013250 ETA BASIC = .218855
ETA LHV = .218855 KT/KTD = 901133
REXH = 53.983380 RPM = 4858.228000
PCT O2 .188856 PCT CO2 .029481
PCT H2O .031360 PCT SO2 .000000
PCT N2 .737106 PCT A .013197
H1C 33.842880 H1CRG 34.282330
GB .000000 ETA TBP P .912424
K/R CORR 1578.089000 (R-1)/(RD-1) .990377
NUNUD 1.045734 GC E .000000
1.
December 2015
TG 20 B78 GU
Iso No Losses Ge= 10.965%
0 MACH NO IN OMEGA IN PRESS S IN TMIX IN RHO L OUT K OUT R OUT H OUT
.1579 326.8 122.579 1819.6 1.0591 1.3669 53.983 176.15
0 ROW INC DNCE RHO LS ETAL K RGAS PSI PHI REACTION
1 .830 1.0291 1.0000 1.3293 54.000 .0000 .4192 .0000
2 8.182 1.0428 .9437 1.3372 53.985 2.7805 4910 .2658
3 -17.683 1.0322 1.0000 1.3444 53.989 .0000 4844 .0000
4 -15.855 1.0700 .9109 1.3520 53.987 2.3930 5149 4363
5 -9.200 1.0256 1.0000 1.3589 53.984 .0000 5229 .0000
6 -11.551 1.0348 .9485 1.3639 53.984 1.4543 5378 3749

```

Figura 14 Pag.1-2 Output

L'azienda ha richiesto, dunque, la creazione di un'interfaccia grafica che potesse facilitare l'utente nell'inserimento dei dati e nel comprendere in ogni suo aspetto e in modo intuitivo e immediato i dati di Output necessari al post-processing. L'operazione di decodifica ha permesso di comprendere in pieno la metodologia di calcolo e le potenzialità di utilizzo del programma.

## 4.1 Fasi di lavoro e obiettivi

### 4.1.1 Prima fase

La prima fase del lavoro è stata condotta come una vera e propria traduzione linguistica. Il codice è stato decodificato in ogni sua variabile, spesso di non immediato significato concettuale, ed è stato diviso in parti ovvero in "Schede" come si vedrà in seguito, queste sono, ad esempio, quelle che riguardano le condizioni di progetto, la geometria turbina, le caratteristiche del combustibile, la mappa compressore, etc.

Successivamente si è cercato di comprendere l'algoritmo vero e proprio che sostiene il software. Questo ha permesso di capire quali sono le interconnessioni tra una scheda e

l'altra andando ad evidenziare le variabili più importanti che permettono di attivare o disattivare alcune parti di codice in base alla scelta dell'utente (es. Scheda di calcolo Nox). Per limitare il carico di lavoro ci si è concentrati solo sul modello TG20/B78 ma il codice è facilmente estendibile a tutti gli altri modelli di turbina. Inoltre, si è deciso di utilizzare Matlab e non Java in quanto si è ritenuto più adatto il primo ambiente per l'interfaccia di Output.

Si è iniziato quindi a lavorare sull'interfaccia grafica di Input, ovvero quella che avrebbe dovuto permettere all'utente di inserire i dati di targa dell'impianto. Sebbene questa sembrasse inizialmente la parte più semplice del lavoro, si è rivelata in seguito la parte più onerosa. L'interfaccia è infatti un'interfaccia a eventi in cui molte variabili sono connesse tra loro e in base alle scelte dell'utente si attivano e disattivano intere parti di codice. Queste scelte, appunto perché effettuate dall'utente, non potevano essere previste a priori e dunque il codice è stato scritto in modo da non creare alcuna limitazione.

Infine, è stata progettata l'interfaccia di Output. Analizzando i dati, per questa parte si è deciso di concentrarsi sui seguenti aspetti:

- Mappa compressore, ricerca del punto di progetto e del punto di funzionamento e matching con la caratteristica della turbina;
- Triangoli di velocità della turbina per primo, secondo e terzo stadio
- Modellizzazione del ciclo Joule-Brayton reale

#### 4.1.1 Seconda fase

La creazione di questa interfaccia ha dato immediatamente diversi spunti e idee di ampliamento, tanto che l'interfaccia è diventata un software di post-processing quasi indipendente dal PH4145. Previa validazione del modello, si è deciso di testare lo script su casi applicativi reali, ovvero:

- Visualizzare la termoregolazione di un impianto TG20/B78 mediante il ciclo Joule-Brayton reale nel caso in cui cambino le condizioni ambiente;
- Valutare le performance tramite i triangoli di velocità nel caso in cui si realizzi il progetto di aumento della  $T_3$  senza cambiare i profili delle pale.

## 4.2 PH4145

Il codice di calcolo PH4145 è un codice FORTRAN per il calcolo delle prestazioni "expected" di una turbina a gas industriale monoalbero. Il codice è stato originariamente scritto dalla Westinghouse e successivamente modificato da FiatAvio per aggiungere ulteriori opzioni di calcolo. Di seguito si descrive in breve la struttura logico-computazionale del codice: la procedura di calcolo inizia con la lettura delle schede di input e il calcolo della composizione dell'aria umida in ingresso. In questo modo si conoscono già la temperatura ambiente e il numero di giri, di conseguenza viene calcolato il numero di giri corretto. In base al valore del suddetto numero di giri corretto, il codice interpola quadraticamente tra i valori letti in input dalla mappa compressore e definisce la corrispondente curva a giri corretti costante. Fissati anche la portata corretta, il rapporto di compressione e l'efficienza del compressore, vengono determinate le condizioni di

ingresso combustore. Per ogni punto della curva, fissato un valore di primo tentativo del fattore di Stodola, viene calcolata la temperatura di ingresso turbina e i corrispondenti valori di portata di combustibile e portata di ingresso turbina. A questo punto mantenendo fissa la temperatura di ingresso turbina, si fa variare la portata di ingresso turbina in modo da ottenere iterativamente un prefissato rapporto di espansione. Il valore definitivo di portata di ingresso turbina viene utilizzato per ricalcolare il fattore di Stodola e di conseguenza la temperatura di ingresso turbina. L'iterazione su quest'ultima si ferma nel momento in cui la differenza tra due valori successivi è minore di una certa tolleranza.

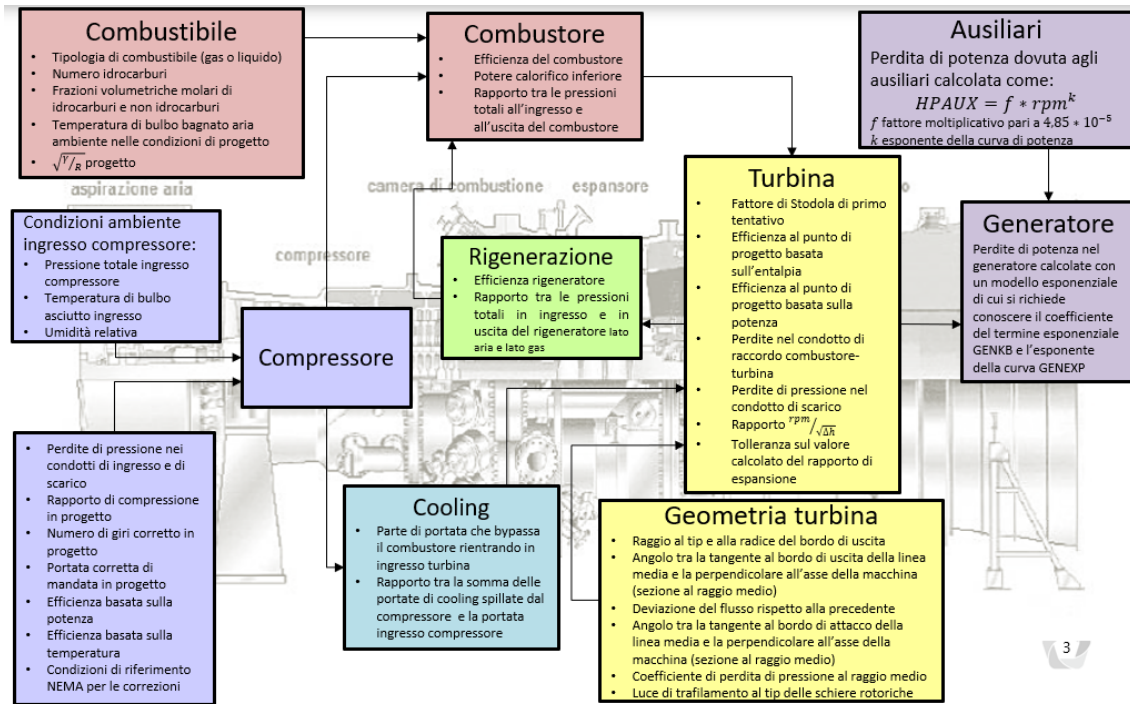


Figura 15 Come funziona il software

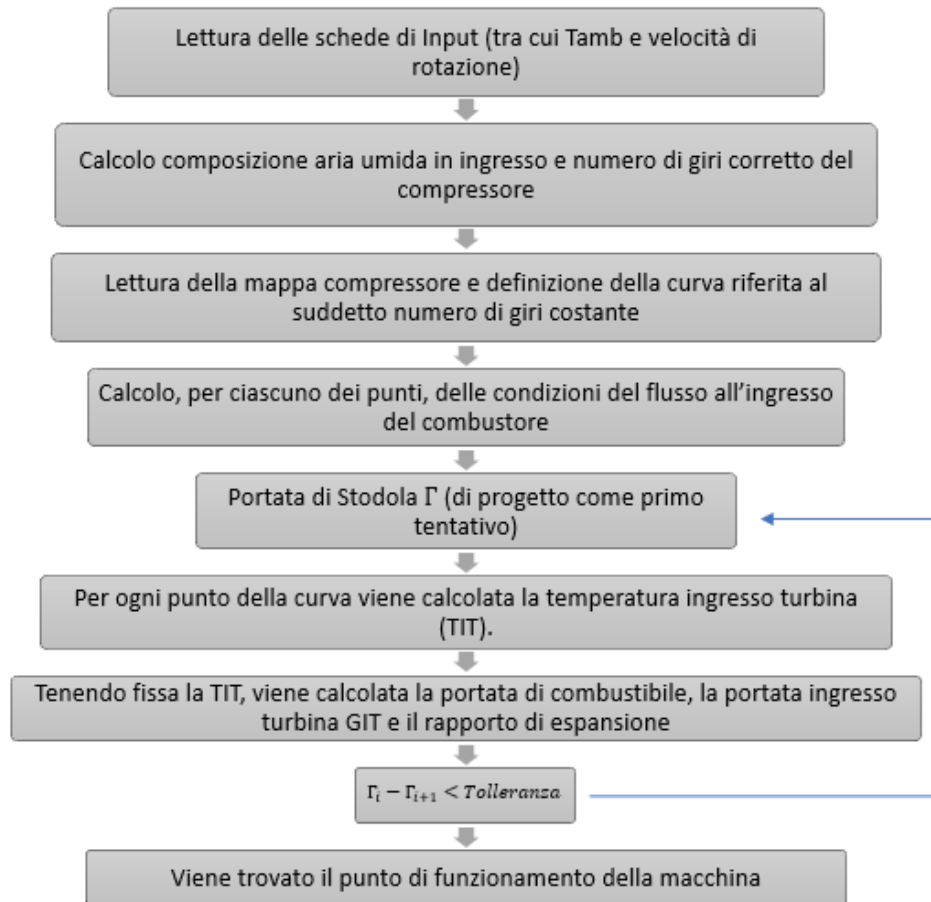


Figura 16 Algoritmo di base PH4145

## 4.3 MatlabGUI

Affinché un qualsiasi utente possa utilizzare il programma, l'interfaccia grafica collegata al codice è di estrema utilità nella realizzazione di un eseguibile. Nella maggior parte dei casi l'utente non è un programmatore e quindi non è interessato al codice ma solo al risultato finale.

Le GUI (note anche come interfacce grafiche utente o UI) consentono all'utente di interagire con la macchina in modo intuitivo con l'aiuto di rappresentazioni grafiche dette *control* eliminando la necessità di imparare un linguaggio o di digitare comandi per poter eseguire l'applicazione.

Per creare un' interfaccia è necessario partire dall'aspetto grafico definendo quali *control* inserire e come disporli; in seguito, per ogni control si deve definire la sequenza di comandi che deve essere eseguita alla sua attivazione. Al momento della creazione dell'interfaccia, Matlab genera automaticamente due file: un file con estensione “.fig”, che contiene la completa descrizione grafica della GUI; e un file con estensione “.m” che contiene le funzioni che avviano e gestiscono la GUI e le funzioni (dette *callback*) relative a tutti i *control* presenti nella GUI.

L' Editor dell' ambiente di sviluppo GUI (Figura 17) consente di progettare graficamente l'interfaccia. Questo presenta in alto una barra dei menu e una barra degli strumenti mentre a sinistra si può trovare la barra degli oggetti che possono essere inseriti. Ogni *control* e l'interfaccia utente stessa, hanno uno o più *callback* il cui nome viene proprio dal fatto che si richiamano a Matlab per eseguire delle operazioni.

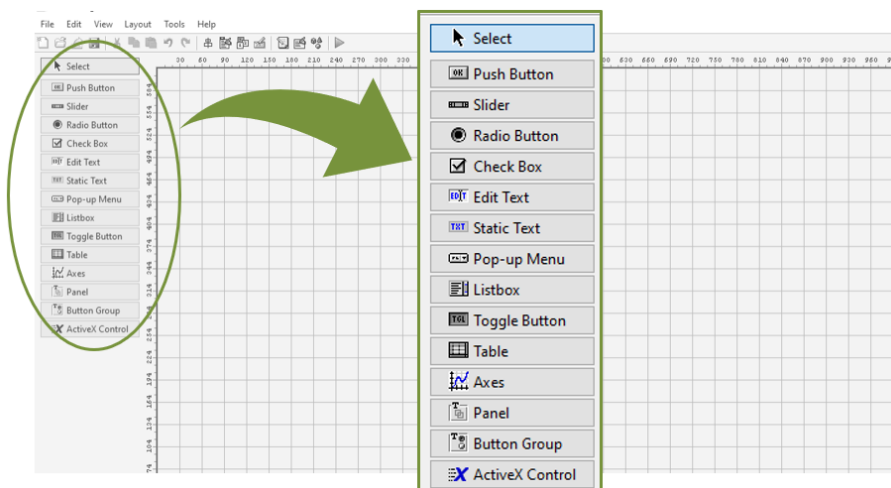


Figura 17 Editor ambiente di sviluppo GUI

Il file con estensione .m è diviso in due parti (Figura 18): la prima parte di Inizializzazione comprende le prime 44 righe che non devono essere modificate in quanto servono ad avviare l'interfaccia, mentre le successive permettono di inserire tutte quelle funzioni che sono comuni a tutti i *control* successivi; la seconda parte contiene invece le funzioni per ogni singolo *control* ovvero una *Createfcn* (“create function”) che inizializza l'oggetto e una funzione *Callback* che viene richiamata quando si modifica il contenuto dell'oggetto stesso.



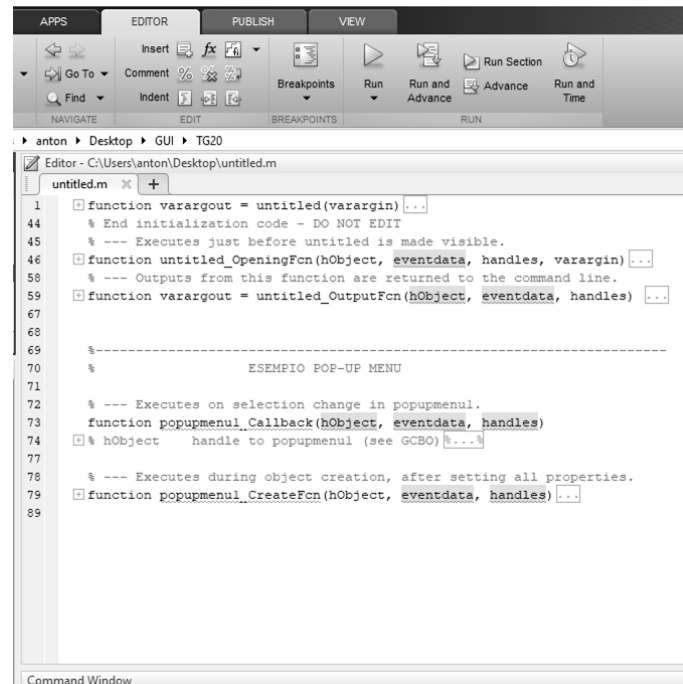


Figura 18 Esempio di codice per un pop-up menu

## 4.4 Introduzione a Fortran

Il codice di un programma Fortran è costituito da un'unità programma principale e da uno o più sottoprogrammi detti subroutine. Ogni unità inizia con un'istruzione del tipo *program*, *subroutine*, *function* o *module* e termina con *end*. Le istruzioni Fortran sono di due tipi: *eseguibili* se devono essere eseguite all'avvio del programma e *non eseguibili* che sono necessarie solo al funzionamento del programma stesso. Ciascuna istruzione viene eseguita in una sola riga o in più righe di continuazione previo utilizzo del carattere 'ampersand &'. All'interno della stessa riga possono, inoltre, essere inserite diverse istruzioni ma devono essere separate da un simbolo di punto e virgola. Il punto esclamativo indica invece che la restante parte della riga è un commento. È inoltre importante ricordare che Fortran non è un linguaggio *case-sensitive* dunque non distingue tra lettere maiuscole e minuscole mentre gli spazi bianchi sono significativi. Ad ogni riga può essere associato un numero che la identifichi e che permetta di richiamarla in un altro punto del programma. Ogni programma Fortran è diviso in tre sezioni:

1. Sezione dichiarativa costituita da istruzioni *non eseguibili* che definiscono il nome e la tipologia dell'unità di programma e tutte le costanti e variabili che questo prende in considerazione;
2. Sezione esecutiva che comprende le istruzioni *eseguibili*;
3. Sezione conclusiva che contiene le istruzioni per terminare le istruzioni dell'unità di programma.

Quando si dichiara una costante o una variabile è necessario identificarne il *tipo* e se lo si vuole un eventuale insieme di *attributi*. Il *tipo* può essere uno dei seguenti:

```
INTEGER[selettore_di_kind]
REAL[selettore_di_kind]
COMPLEX[selettore_di_kind]
CHARACTER[[lunghezza][selettore_di_kind]]
LOGICAL[selettore_di_kind]
TYPE(nome_di_tipo_derivato)
```

Figura 19 Esempio di tipo da Il linguaggio Fortran 90/95 di Raucci Biagio

Mentre gli *attributi* sono:

```
ALLOCATABLE
DIMENSION
EXTERNAL
INTENT
INTRINSIC
OPTIONAL
PARAMETER
POINTER
PRIVATE
PUBLIC
SAVE
TARGET
```

Figura 20 Esempio di attributi da Il linguaggio Fortran 90/95 di Raucci Biagio

Il simbolo dei due punti consecutivi ‘:.’ è necessario quando si dichiarano più variabili dello stesso tipo. Ad esempio:

```
LOGICAL, DIMENSION (5,5) :: mask1, mask2 (*)
```

Una dichiarazione può infatti essere:

- *Entity-oriented*, ovvero ogni variabile viene dichiarata con tipo e attributi;

```
INTEGER, PARAMETER :: 11=10, 12=20, 13=30
REAL, PARAMETER :: x=1.234
CHARACTER(LEN=6), PARAMETER :: str="finito"
```

Figura 21 Esempio di dichiarazione entity-oriented da Il linguaggio Fortran 90/95 di Raucci Biagio

- *Attributed-oriented*, ovvero nella dichiarazione viene fornito il tipo mentre in un secondo momento vengono dichiarate in un’unica istruzione tutte le variabili che posseggono un certo attributo.

```
INTEGER :: 11, 12, 13
REAL :: x
CHARACTER :: str
PARAMETER(11=10,12=20,13=30,x=1.234,str="finito")
```

Figura 22 Esempio di dichiarazione attributed-oriented da Il linguaggio Fortran 90/95 di Raucci Biagio

Un ulteriore metodo di dichiarazione è quello implicito che entra in gioco quando vengono introdotte variabili non dichiarate. Fortran assegna il tipo INTEGER a variabili

che iniziano con una lettera che va da 'i' a 'n', REAL alle variabili con lettera iniziale che va da 'a' a 'h' e da 'o' a 'z'. Per evitare che questo accada è necessario utilizzare l'istruzione IMPLICIT NONE che impone al compilatore di dichiarare tutte le variabili all'inizio del programma. Questa ha effetto solo nell'unità di programma quindi va ripetuta.

Il *selettore di kind* permette di scegliere un modello di rappresentazione di un *tipo*, nel caso dei numeri la precisione con cui devono essere considerati. Ad esempio, per le variabili di tipo REAL(floating point) Fortran prevede due parametri di kind: singola precisione e doppia precisione.

Per quanto riguarda le operazioni di input e output queste si realizzano mediante le istruzioni *read*, *write* e *print*.

```
READ(unità_logica,formato) lista_di_variabili
WRITE(unità_logica,formato) lista_di_espressioni
PRINT formato, lista_di_espressioni
```

Figura 23 Esempio di istruzioni di Input/Output da Il linguaggio Fortran 90/95 di Raucci Biagio

In alternativa sostituendo l'unità logica e il formato con il carattere '\*' si può dare al compilatore la possibilità di assegnare le impostazioni di default.

Su Fortran è, inoltre, possibile definire tipi di dati derivati simili alle strutture del linguaggio C, ovvero un oggetto che contiene una combinazione di dati di natura diversa in un numero qualsiasi. Per fare questo si usa l'espressione TYPE.

```
! Definizione di un tipo di dati derivato
TYPE :: obiettivo
  CHARACTER(15) :: name      ! nome del corpo celeste
  REAL          :: ra, dec   ! coordinate celesti, in gradi
  INTEGER       :: time     ! tempo di esposizione, in secondi
END TYPE obiettivo

! Dichiarazione di un oggetto di questo nuovo tipo di dati
TYPE(obiettivo) :: mio_obiettivo
```

Figura 24 Esempio di struttura su Fortran da Il linguaggio Fortran 90/95 di Raucci Biagio

Nella pagina seguente viene riportato lo schema di base del funzionamento del codice Fortran per il PH4145 con breve descrizione delle subroutine che lo compongono (Figura 25).

### 3. Ethos Energy S.p.A.

|                           |                                                                                                                                                                        |
|---------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <b>Script principale</b>  | Apri i dati in Input delle condizioni ambiente e delle schede 1-5                                                                                                      |
| <b>Subroutine a4145</b>   | Effettua i primi calcoli con le condizioni di progetto                                                                                                                 |
| <b>Subroutine b4145</b>   | Gestisce le differenze di calcolo dovute alla scelta della condizione al contorno                                                                                      |
| <b>Subroutine c4145</b>   | Gestisce i calcoli e le interpolazioni sulla mappa compressore                                                                                                         |
| <b>Subroutine d4145</b>   | Gestisce la parte relativa ai capisaldi del ciclo termodinamico e alla potenza prodotta                                                                                |
| <b>Subroutine e4145</b>   | Calcoli per combustibile gassoso                                                                                                                                       |
| <b>Subroutine f4145</b>   | Calcoli per combustibile liquido                                                                                                                                       |
| <b>Subroutine g4145</b>   |                                                                                                                                                                        |
| <b>Subroutine x4145</b>   | Compila la prima parte del file di output                                                                                                                              |
| <b>Subroutine trbn</b>    | Calcola e compila la seconda parte del file di output con i dati sui triangoli di velocità valutando le differenze dovute alla variabile FLOSS e le portate di cooling |
| <b>Subroutine fml</b>     | Function di supporto con calcoli trigonometrici e sul numero di Mach per Subroutine trbn                                                                               |
| <b>Subroutine fm</b>      |                                                                                                                                                                        |
| <b>Subroutine gas 105</b> | Calcolo delle proprietà del gas 105                                                                                                                                    |
| <b>Subroutine pftp</b>    |                                                                                                                                                                        |
| <b>Subroutine hftp</b>    |                                                                                                                                                                        |
| <b>Subroutine moveka</b>  | Supporto a script principale                                                                                                                                           |
| <b>Subroutine tfhp</b>    |                                                                                                                                                                        |
| <b>Subroutine tfpp</b>    |                                                                                                                                                                        |
| <b>Subroutine perfor</b>  | Perdite dovute agli ausiliari                                                                                                                                          |
| <b>Subroutine grs</b>     |                                                                                                                                                                        |
| <b>Subroutine entry</b>   | Di supporto a script principale                                                                                                                                        |
| <b>Subroutine gas 106</b> | Calcolo delle proprietà del gas 106                                                                                                                                    |
| <b>Subroutine hftd</b>    | Entalpie di formazione da database termochimico                                                                                                                        |
| <b>Subroutine pftd</b>    | Entropie specifiche delle specie del combustibile da database termochimico                                                                                             |
| <b>Subroutine tfhd</b>    |                                                                                                                                                                        |
| <b>Subroutine tfpd</b>    |                                                                                                                                                                        |
| <b>Subroutine fnox</b>    | Calcolo emissioni nox                                                                                                                                                  |
| <b>Subroutine loss</b>    | Supporto alla Subroutine trbn, Calcolo Energy loss coefficients                                                                                                        |
| <b>Subroutine epste</b>   | Calcolo coefficiente per Energy loss coefficients                                                                                                                      |
| <b>Subroutine epslk</b>   | Calcolo coefficiente per Energy loss coefficients                                                                                                                      |
| <b>Subroutine epsin</b>   | Calcolo coefficiente per Energy loss coefficients                                                                                                                      |
| <b>Subroutine pwloss</b>  | Function per le perdite di carico                                                                                                                                      |
| <b>Subroutine humcal</b>  | Calcolo umidità relativa                                                                                                                                               |
| <b>Subroutine pvap</b>    |                                                                                                                                                                        |
| <b>Subroutine pvicex</b>  | Calcoli in condizione di frost                                                                                                                                         |

Figura 25 Breve schema di funzionamento codice Fortran PH4145

## 5. Decodifica del codice

Il lavoro di decodifica del codice Fortran si è evoluto intorno alla routine principale e alle subroutine riguardanti i modelli di perdita in turbina. La scelta di portare avanti una decodifica parziale del codice è stata dettata dal fatto che la decodifica completa avrebbe richiesto delle tempistiche maggiori. Si è scelto allora di concentrare l'attenzione sulle palettature turbina in modo da completare l'analisi sui triangoli di velocità e sulla geometria della stessa.

### 5.1 Modelli di perdita nelle palettature turbina

L'esplosione della ricerca sui motori aeronautici negli anni 40 e 50 ha portato ad un grande miglioramento della comprensione e nello sviluppo di diversi metodi di previsione delle prestazioni come Howell (1945) e Ainley e Mathieson (1951), alcuni dei quali sono ancora in uso oggi. Questi metodi hanno classificato le fonti di perdita nella macchina, tipicamente come perdite di profilo, perdite secondarie e perdita di leakage, e hanno cercato di prevederle singolarmente. Le previsioni si basavano generalmente su dati sperimentali ottenuti da prove a cascata o da prestazioni reali di macchine. In alcuni casi sono stati formulati modelli analitici dei meccanismi di produzione delle perdite, ad esempio Carter (1948), ma questi erano generalmente altamente idealizzati. Questi metodi di previsione delle prestazioni sono stati ampiamente utilizzati negli anni '60 e '70 sebbene le previsioni dei singoli componenti di perdita siano state talvolta dimostrate di precisione molto limitata. I metodi generali sono stati messi a punto empiricamente da ogni produttore per ottenere l'accordo con le proprie macchine e sono stati poi estrapolati per prevedere le prestazioni di nuovi progetti. Utilizzando questi metodi si può arrivare a prevedere l'efficienza con una precisione di circa il 2%.

In base ai parametri che il progettista ha a disposizione, questi adotta dei calcoli basati su modelli di perdita più o meno empirici al fine di avere una valutazione preliminare ma accurata che fornisca una stima dei coefficienti di perdita.

A causa di fenomeni dissipativi, il lavoro realmente scambiato tra il fluido e l'organo motore della turbina risulta minore rispetto al lavoro ideale. Per aumentare l'efficienza dell'impianto è necessario conoscere la natura delle perdite e cercare di diminuirle.

Queste dissipazioni possono essere meccaniche, se causate dall'attrito tra i componenti meccanici, o fluidodinamiche, se causate da fenomeni legati al tubo di flusso.

Queste ultime sono, in questo caso, quelle di maggiore interesse in quanto il software calcola in un'altra sezione le perdite meccaniche e inoltre le perdite fluidodinamiche sono quelle maggiormente legate ai profili delle palettature. Le tipologie di perdita più importanti sono:

- **Perdite di profilo**  
Sono le perdite dovute alla viscosità del fluido. Si formano nello strato limite che si forma tra fluido e profilo e sono di tipo distribuito in quanto riguardano l'intera altezza della pala. L'angolo di incidenza e il numero di Mach sono i principali responsabili dell'aumento di queste perdite. Inoltre, le perdite aumentano all'aumentare del numero di pale o della deflessione. La difficoltà principale consiste nel prevedere dove lo strato limite si inspessisce e passa dal regime laminare a quello turbolento provocando il distacco della vena fluida. Tra queste perdite vengono considerate anche quelle minori che nascono al bordo d'attacco (leading edge);
- **Perdite secondarie**  
I vortici che si generano nel canale interpale accentuano le componenti tridimensionali di velocità, ovvero le componenti ortogonali alla direzione del flusso. Ulteriori perdite si hanno tra lo strato limite e la cassa (Endwall, nel caso del rotore) o il tamburo (Hubwall, nel caso dello statore), questo fenomeno è funzione dello spessore del bordo di attacco e del numero di Reynolds.
- **Perdite per onde d'urto (shock wave)**  
Sono dovute al raggiungimento di regimi transonici o supersonici in prossimità del bordo di uscita delle palette (trailing edge).
- **Perdite per trafilamento**  
Sono dovute ai giochi tra rotore e tamburo e statore e cassa. La portata d'aria che, a causa della differenza di pressione passa attraverso i giochi, non contribuisce alla produzione di energia meccanica. Queste perdite causate dalle "clearance" sono chiamate *Tip Leakage Losses* mentre il gioco tra rotore e cassa è detto *Tip Clearance*. Dalle analisi sperimentali questa risulta essere una delle maggiori cause di perdita nelle turbomacchine.  
In Figura 26 si possono vedere due tipi di *Tip Leakage Flow*, quello diretto è causato dalla differenza di pressione tra ingresso e uscita rotore ed essendo una turbina ha lo stesso verso del flusso (la pressione diminuisce). Quello indiretto è dovuto alla differenza di pressione tra dorso e ventre della palette rotorica e, a differenza del primo, viene inflesso (la pressione al ventre è maggiore della pressione sul dorso). Un parametro importante per quantificare queste perdite è l'altezza del Tip Clearance.

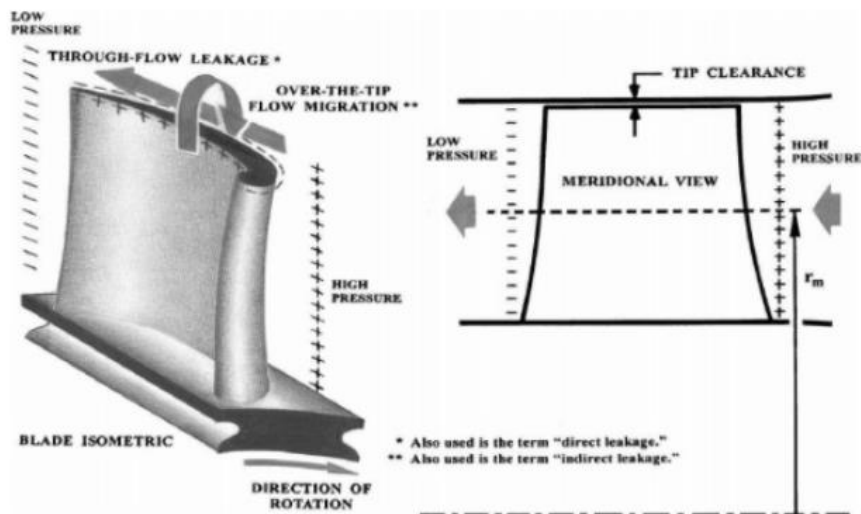
La ripartizione storica della perdita in "perdita di profilo", "perdita di endwall" e "perdita di leakage" continua ad essere ampiamente utilizzata anche se è ora chiaramente riconosciuto che i meccanismi di perdita sono raramente davvero indipendenti. La perdita del profilo è solitamente presa per essere la perdita generata negli strati limite della pala

ben lontano dalle estremità. È spesso assunto che il flusso qui è bidimensionale in modo che la perdita può essere basata su prove a cascata bidimensionali o calcoli dello strato limite. La perdita supplementare derivante da un bordo di uscita è di solito inclusa nella perdita di profilo.

La perdita all'Endwall è ancora talvolta denominata perdita "secondaria", perché deriva in parte dai flussi secondari generati quando gli strati del contorno anulare passano attraverso una palettatura. Tuttavia, diventerà chiaro che la perdita non deriva direttamente dal flusso secondario, ma è dovuta a una combinazione di molti fattori. È spesso difficile separare la perdita di Endwall dalla perdita di profilo e perdita di leakage e il titolo "perdita secondaria" a volte è preso per includere tutte le perdite che non possono altrimenti essere contabilizzate.

La perdita di leakage deriva dalla perdita di flusso sulle punte delle pale del rotore e dalla separazione del mozzo delle pale dello statore. I meccanismi dettagliati di perdita dipendono chiaramente dal fatto che le pale siano avvolte o meno. L'interazione tra la perdita di leakage e la perdita all'Endwall può essere molto forte e alcuni metodi non distinguono tra perdita all'Endwall e perdita di leakage.

Le grandezze relative alle tre categorie di perdita di cui sopra dipende dal tipo di macchina e da dettagli quali l'aspect ratio della pala e il tip clearance. Tuttavia, in molte macchine i tre sono paragonabili in grandezza, ognuna conta per circa 1/3 della perdita totale.



*Figura 26 Direct and Indirect Tip Leakage Flow*

Per calcolare le perdite nelle schiere statoriche e rotoriche in turbina, il PH4145 permette all'utente di non considerare alcun modello di perdita (FLOSS=0) oppure perdite modellizzate secondo due metodi, i quali prevedono il calcolo delle perdite in termini di energia o in termini di perdita pressione totale:

- Energy Coefficients Loss Model (FLOSS=1)
- Total Pressure Coefficients Loss Model (FLOSS=2)



## 5.2 Energy Coefficients Loss Model

L'efficienza è probabilmente il parametro di prestazione più importante per la maggior parte delle turbomacchine. Ciò vale in particolare per gli impianti di turbine a gas in quanto la loro potenza netta è la differenza tra il lavoro della turbina e il lavoro del compressore. Questi stanno approssimativamente in rapporto 2:1 per cui un piccolo cambiamento nell'efficienza di entrambi i componenti provoca un forte cambiamento nella potenza in uscita.

| Nomenclature                                               |                                                                |                                                       |
|------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------|
| $A$ = area                                                 | $R$ = gas constant                                             | $\delta$ = boundary layer overall thickness           |
| $A_r$ = aspect ratio                                       | $Re$ = Reynolds number based on blade chord                    | $\delta^*$ = boundary layer displacement thickness    |
| $C$ = chord                                                | $Re_\theta$ = Reynolds number based on momentum thickness      | $\delta_e$ = boundary layer energy thickness          |
| $C_d$ = dissipation coefficient                            | $r$ = radius                                                   | $\eta, \eta_c$ = efficiency, cycle efficiency         |
| $C_p, C_v$ = specific heat capacities                      | $S$ = total entropy                                            | $\phi$ = flow coefficient = $V_x/U$                   |
| $C_{pb}$ = base pressure coefficient                       | $s$ = specific entropy                                         | $\rho$ = fluid density                                |
| $C_s$ = blade surface length                               | $s_b$ = specific entropy at edge of boundary layer             | $\psi$ = stage loading coefficient = $\Delta h_o/U^2$ |
| $C_f$ = skin friction factor                               | $\dot{S}_s$ = entropy creation rate per unit surface area      | $\tau$ = shear stress                                 |
| $C_o$ = velocity based on stage isentropic enthalpy change | $\dot{S}_v$ = entropy creation rate per unit volume            | $\theta$ = boundary layer momentum thickness          |
| $C_x$ = blade axial chord                                  | $T$ = static temperature                                       | $\xi, \zeta$ = entropy and energy loss coefficient    |
| $D$ = drag force                                           | $T_o$ = stagnation temperature                                 |                                                       |
| $f$ = frictional force per unit mass                       | $T_q$ = blade row torque                                       |                                                       |
| $F$ = total frictional force                               | $t$ = trailing edge thickness                                  |                                                       |
| $g$ = tip clearance                                        | $U$ = blade rotational speed                                   |                                                       |
| $H$ = boundary layer or wake shape factor                  | $V$ = flow velocity                                            |                                                       |
| $h$ = static enthalpy, blade height                        | $V_o, V_b$ = blade surface velocity, at edge of boundary layer |                                                       |
| $h_o$ = stagnation enthalpy                                | $w$ = throat width                                             |                                                       |
| $I$ = momentum flux = $PA + mV$                            | $x, y, z$ = Cartesian coordinates                              |                                                       |
| $M$ = Mach number                                          | $Y$ = stagnation pressure loss coefficient                     |                                                       |
| $m$ = mass flow rate                                       | $z$ = distance along streamline                                |                                                       |
| $m_{fc}$ = mass fraction of coolant                        | $\alpha$ = flow angle measured from the axial direction        |                                                       |
| $p$ = blade pitch                                          | $\gamma$ = specific heat ratio                                 |                                                       |
| $P$ = static pressure                                      |                                                                |                                                       |
| $P_o$ = stagnation pressure                                |                                                                |                                                       |
| $Q, q$ = heat flow                                         |                                                                |                                                       |

Figura 27 Loss Mechanisms in Turbomachines, J. D. Denton, The 1993 IGTI Scholar Lecture  
[http://www.unife.it/ing/lm.meccanica/insegnamenti/fluidodinamica-delle-macchine/materiale-didattico/JT\\_V115\\_621-656.pdf](http://www.unife.it/ing/lm.meccanica/insegnamenti/fluidodinamica-delle-macchine/materiale-didattico/JT_V115_621-656.pdf)

In questo metodo la perdita è definita in termini di aumento di entropia dunque viene riportata di seguito la relazione di questo aumento con i coefficienti di perdita più familiari per le macchine a flusso assiale. La creazione di entropia avviene a causa dei seguenti processi fluidodinamici:

1. Attrito viscoso negli strati limite e processi di miscelazione;
2. Trasferimento di calore, ad esempio, dal flusso principale a un flusso di gas di raffreddamento;
3. Processi di non equilibrio come si verificano in espansioni molto rapide o in onde d'urto.

Finora si è usata la parola "perdita" senza definire cosa si intende veramente con essa. In generale qualsiasi caratteristica di flusso che riduce l'efficienza delle turbomacchine sarà chiamata "perdita", ma questo non include fattori che influenzano l'efficienza del ciclo. Ci sono molte definizioni diverse di coefficiente di perdita in uso per singole palettature. Forse il più comune è il coefficiente di perdita di pressione di ristagno; facendo riferimento alla

Figura 28, questo è definito per pale di turbine da:

$$Y = \frac{P_1^o - P_2^o}{P_1^o - P_1}$$



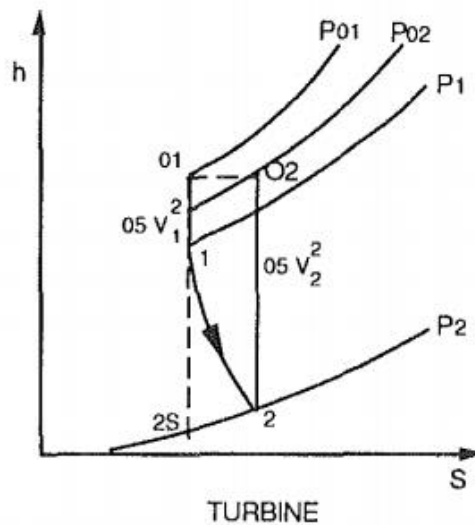


Figura 28 Diagramma h-s per flusso turbina  
[http://www.unife.it/ing/lm.meccanica/insegnamenti/fluidodinamica-delle-macchine/materiale-didattico/JT\\_V115\\_621-656.pdf](http://www.unife.it/ing/lm.meccanica/insegnamenti/fluidodinamica-delle-macchine/materiale-didattico/JT_V115_621-656.pdf)

La ragione per cui questa definizione di coefficiente di perdita è così comune è che è facile da calcolare dai dati di prova a cascata e non perché è la più conveniente da usare nella progettazione. Un coefficiente di perdita più utile ai fini della progettazione è il coefficiente di perdita di energia o di entalpia; ancora una volta facendo riferimento alla

Figura 28 questo è definito da:

$$\xi = \frac{h_2 - h_{2s}}{h_2^o - h_2}$$

dove  $h_{2s}$  è il valore ottenuto in seguito a un'espansione isoentropica alla stessa pressione statica finale del processo effettivo. Ci sono molte altre definizioni del coefficiente di perdita di palettatura, queste sono state confrontate da Brown (1972) che ha dimostrato che il coefficiente di perdita di energia è più probabile essere indipendente dal numero di Mach. Questi coefficienti di perdita, tuttavia, non sono direttamente applicabili nelle macchine in cui, in una fila di pale rotanti, la pressione relativa di ristagno e l'entalpia relativa di ristagno possono cambiare in funzione del raggio senza che vi sia alcuna perdita di efficienza. In una macchina definiamo l'efficienza isoentropica come il rapporto tra il lavoro effettivo e il lavoro isentropico e quindi gli unici fattori che cambiano questa efficienza sono le deviazioni dal flusso isoentropico. Questi possono essere dovuti al trasferimento di calore o alle irreversibilità termodinamiche. Per la maggior parte delle macchine il flusso è strettamente adiabatico e quindi solo la creazione di entropia da irreversibilità contribuisce in modo significativo alla perdita di efficienza. Da quanto sopra visto, si può concludere che l'unica misura razionale di perdita in una macchina adiabatica è la creazione di entropia. Qualsiasi processo di flusso irreversibile crea entropia e quindi inevitabilmente riduce l'efficienza isoentropica. Ne consegue che i singoli coefficienti di perdita della palettatura dovrebbero essere definiti in termini di aumento di entropia piuttosto che di pressione di ristagno o di perdita di energia cinetica.

L'entropia è una misura particolarmente conveniente perché, a differenza della pressione di ristagno, dell'entalpia di ristagno o dell'energia cinetica, il suo valore non dipende dal fatto di essere visto da una schiera di pale rotoriche o statoriche. Una volta calcolato l'aumento dell'entropia in ogni palettatura, i risultati possono essere sommati per trovare l'aumento dell'entropia per l'intera macchina.

L'entropia è una quantità sconosciuta perché non può essere vista o misurata direttamente, il suo valore può essere dedotto solo misurando altre proprietà. La termodinamica di base ci dice che l'entropia di un fluido monofase è una funzione di qualsiasi altre due proprietà termodinamiche come la temperatura e la pressione. Per un gas perfetto:

$$s - s_0 = C_p \ln(T/T_0) - R \ln(p/p_0)$$

Le temperature, le pressioni e le densità utilizzate in queste equazioni possono essere statiche o tutti valori di ristagno perché per definizione il cambiamento da condizioni statiche a condizioni di ristagno è isoentropico. Per il flusso adiabatico attraverso una pala statorica la temperatura di ristagno è costante e quindi le variazioni di entropia dipendono solo da variazioni di pressione di ristagno tramite la:

$$\Delta s = -R \ln(p_2^0/p_1^0)$$

Per piccoli cambiamenti della pressione di ristagno:

$$\Delta s = -R (\Delta p^0/p^0)$$

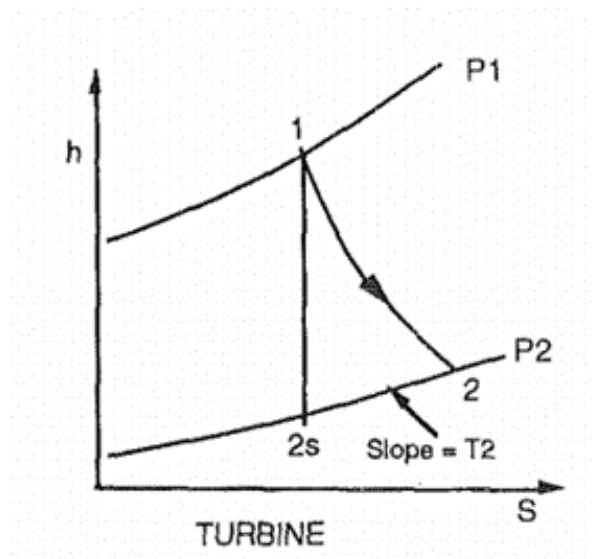


Figura 29 Espansione in un diagramma h-s

[http://www.unife.it/ing/lm.meccanica/insegnamenti/fluidodinamica-delle-macchine/materiale-didattico/JT\\_V115\\_621-656.pdf](http://www.unife.it/ing/lm.meccanica/insegnamenti/fluidodinamica-delle-macchine/materiale-didattico/JT_V115_621-656.pdf)

Quindi, per le pale statoriche la perdita di pressione di ristagno può essere considerata sinonimo di aumento di entropia. Possiamo definire un coefficiente di perdita dell'entropia come:

$$\xi_s = \frac{T_2(\Delta s)}{h_2^o - h_2}$$

Utilizzando il fatto che la pendenza delle isobare sul grafico h-s è uguale alla temperatura statica locale, si può dimostrare che la differenza tra i coefficienti di perdita di energia e entropia sia trascurabile

$$\xi_s - \xi = 0.25(\gamma - 1)Ma^2\xi\xi_s$$

Da qui in poi non sarà effettuata alcuna distinzione tra i coefficienti di perdita di energia e di entropia. I coefficienti di perdita di entropia possono essere utilizzati direttamente come misura della produzione entropica sia in un flusso con temperatura di ristagno costante che in un flusso attraverso schiere di pale rotanti in cui la temperatura di ristagno relativa e la pressione cambiano al variare del raggio.

È ora importante definire il concetto di resistenza per flussi di turbomacchine e di conseguenza una direzione in cui essa agisce. Per quanto riguarda la direzione di questa resistenza, una forza che agisce nella direzione di rotazione della pala è essenziale per il trasferimento di lavoro mentre una forza che agisce nella direzione meridionale è essenziale per i cambiamenti di pressione. Ad esempio, la forza di attrito che agisce su una pala di compressore ha una grande componente in direzione opposta alla rotazione e contribuisce così all'assorbimento di lavoro. In un flusso incompressibile e bidimensionale è possibile collegare la componente della forza della pala in direzione della linea media del flusso alla perdita di pressione di ristagno e quindi all'aumento dell'entropia. Tuttavia, non esiste una relazione così semplice per un flusso comprimibile o per flussi non strettamente bidimensionali. Esiste una relazione tra il concetto di resistenza per le turbomacchine e il concetto di generazione di entropia. In ogni flusso con entalpia di ristagno costante la velocità di aumento dell'entropia lungo una linea di flusso è correlata alla forza viscosa per unità di massa  $F_x$  che agisce sul fluido in direzione opposta:

$$T \frac{ds}{dx} = -F_x$$

Considerando un flusso monodimensionale in un breve tratto di condotto di sezione trasversale A, si può integrare lungo il condotto per ottenere il cambiamento di entropia specifica come:

$$T\Delta s = -\frac{\Delta F}{\rho A}$$

Dove  $\Delta F$  è la componente nella direzione del flusso della forza viscosa esercitata dal profilo sul fluido e può derivare sia dall'attrito sul rivestimento o dalla resistenza parassitaria (pressure drag) Tuttavia, l'applicazione dell'equazione in questa forma è difficile e può essere fuorviante perché è valida solo per un flusso uniforme, cioè senza gradienti nella direzione trasversale del flusso. Un flusso non uniforme, anche se non ci sono forze di attrito sulle pareti, può causare un aumento di entropia. Ad esempio, la miscelazione di due flussi paralleli con velocità diverse è dimostrata irreversibile anche quando non vi è forza di attrito che agisce. Integrando su tutto il condotto l'equazione precedente, si ottiene la creazione di entropia totale come:

$$\dot{S} = m\dot{s} = - \int \frac{1}{T} \mathbf{v} \mathbf{F}_v dV$$

dove  $\mathbf{v}$  è il vettore della velocità di flusso locale,  $\mathbf{F}_v$  è il vettore che rappresenta la forza viscosa locale per volume unitario e l'integrale è calcolato sul volume del condotto. Questo rapporto tra le forze viscose e la creazione di entropia è sempre valido per un flusso adiabatico ma non è generalmente utile perché abbiamo bisogno di conoscere la forza viscosa che agisce su ogni particella di fluido, non solo la resistenza sui confini solidi. Tuttavia, mostra che il tasso di creazione dell'entropia è probabilmente elevato nelle regioni in cui le alte velocità coincidono con forze viscose elevate.

Il rapporto tra la creazione di entropia e l'efficienza della macchina è evidente considerando il processo di espansione su un diagramma h-s (Figura 29). Considerando la differenza tra le condizioni statiche e le condizioni di ristagno e supponendo che non vi sia trasferimento esterno di calore, l'efficienza è strettamente data da:

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_2 + T_2(s_2 - s_1)}$$

Si è supposto che la temperatura statica sia costante lungo la linea 2-2s. La perdita di efficienza è direttamente proporzionale all'aumento di entropia specifica attraverso la macchina e anche alla sua temperatura di uscita. Quando l'entropia è creata da un processo dinamico fluido, l'entità della creazione di entropia è di solito inversamente proporzionale alla temperatura locale, ad esempio  $T\Delta s = \xi \cdot \frac{v^2}{2}$ . Non essendo il coefficiente di perdita  $\xi$  dipendente dalla temperatura, un flusso con valori costanti del coefficiente di perdita e della velocità di flusso crea meno entropia ad una temperatura elevata rispetto a quella che creerebbe ad una temperatura inferiore. Il cambiamento di entalpia attraverso uno stadio è sempre proporzionale a  $v^2$  quindi i cambiamenti in entalpia ed entropia quando il fluido passa attraverso una macchina sono correlati da

$$\Delta s \propto \xi \cdot \frac{\Delta h}{T}$$

Cioè, per valori costanti del coefficiente di perdita, poiché la perdita di efficienza globale è proporzionale alla creazione totale di entropia sia per i compressori che per le turbine, un processo di flusso irreversibile che avviene ad alte temperature produce una minore perdita di efficienza complessiva rispetto allo stesso processo a basse temperature. Questa è l'origine del noto *reheat effect*, che fa sì che l'efficienza politropica di una macchina sia diversa dall'efficienza isentropica. Il risultato è che le irreversibilità del flusso attraverso gli stadi ad alta pressione delle turbine e dei compressori tendono ad essere meno dannose per l'efficienza globale rispetto a quelle nelle fasi di bassa pressione.

Una stima del contributo dell'efficienza del singolo stadio all'efficienza isoentropica globale può essere ottenuta sommando gli incrementi di entropia degli stadi:

$$\frac{1 - \eta_{overall}}{\eta_{overall}} = \frac{T_{exit}}{\Delta h_{overall}} \sum_{all\ stages} \frac{(1 - \eta_{stage})\Delta h_{stage}}{\eta_{stage}T_{2,stage}}$$

### 5.2.1 Perdite dovute allo strato limite

Espressione per il tasso di variazione del flusso entropico in uno strato limite bidimensionale come:

$$\dot{S}_a = \frac{d}{dx} \int_0^\delta (\rho V_x (s - s_\delta)) dy = \int_0^\delta \frac{1}{T} \tau_{yx} dV_x$$

Dove  $\dot{S}_a$  è il tasso di produzione di entropia per unità di superficie. Si noti che questo è il tasso totale di creazione di entropia non il cambiamento di entropia specifica. Localmente, all'interno dello strato limite, la velocità di creazione dell'entropia per volume unitario è

$$\dot{S}_v = \frac{1}{T} \tau \frac{dV}{dy}$$

Questo può essere interpretato come il lavoro di taglio viscoso,  $\tau \frac{dV}{dy}$ , convertito in calore alla temperatura T. Variazioni tipiche della sollecitazione di taglio con la velocità sono date in Figura 30.

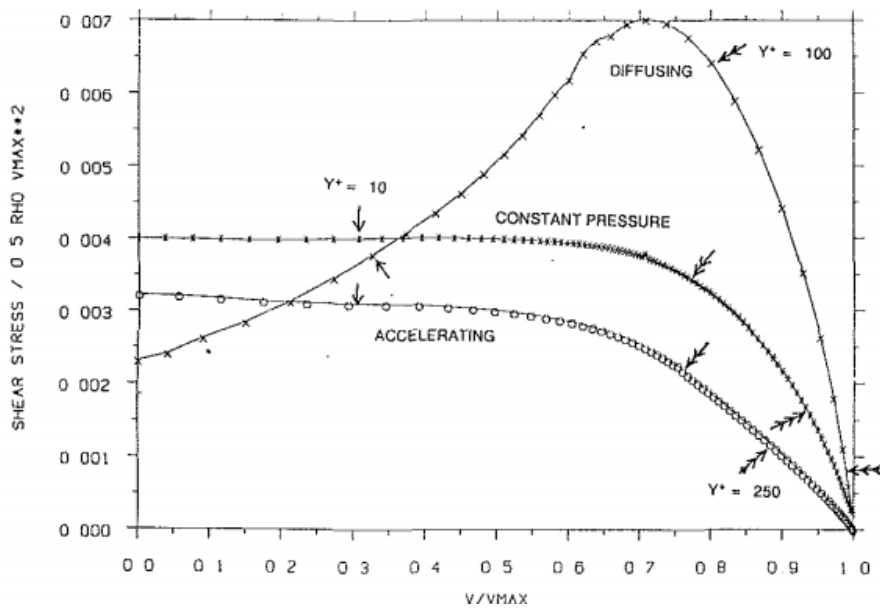


Figura 30 Variazione di sollecitazione di taglio viscoso in funzione della velocità per  $Re=1000$   
[http://www.unife.it/ing/lm.meccanica/insegnamenti/fluidodinamica-delle-macchine/materiale-didattico/JT\\_V115\\_621-656.pdf](http://www.unife.it/ing/lm.meccanica/insegnamenti/fluidodinamica-delle-macchine/materiale-didattico/JT_V115_621-656.pdf)

È degno di nota che per la maggior parte degli strati limite la velocità cambia più rapidamente vicino alla superficie e quindi la maggior parte della generazione entropica è concentrata nella parte interna dello strato. Ciò vale in particolare per gli strati di limite turbolenti in cui gran parte della creazione di entropia avviene all'interno del sottostrato laminare. Per l'uso pratico è conveniente trasformare il tasso di produzione dell'entropia in un coefficiente di dissipazione adimensionale:

$$C_d = \frac{T \dot{S}_a}{\rho v_\delta^3}$$

dove  $v_\delta$  è la velocità al bordo dello strato limite. La grandezza esatta del coefficiente di dissipazione non può essere calcolata senza conoscere tutti i dettagli dello strato limite. Tuttavia, la correlazione di molti lavori sperimentali ha portato ad alcuni risultati generali. Questi sono descritti da Schlichting (1966).

L'aumento dell'entropia del fluido nello strato limite può essere utilizzato per definire uno spessore dello strato limite:

$$\delta_s = \frac{T_\delta}{\rho_\delta V_\delta^3} \int_0^\delta \rho V (s - s_\delta) dy$$

Poiché tutta l'entropia prodotta a monte di un punto sulla superficie è contenuta nello strato limite in quel punto, possiamo scrivere un'equazione che collega la generazione totale di entropia allo spessore locale come:

$$\dot{S} = \frac{\rho V_\delta^3 \delta_s}{T_\delta} = \int_0^x \frac{\rho V_\delta^3 C_d}{T_\delta} dx$$

L'applicazione delle idee presentate sopra a turbomacchine reali è complicata a causa della complessità della geometria e del flusso. In particolare, il flusso reale è di solito tridimensionale dunque i risultati unidimensionali e bidimensionali semplificati dovrebbero essere utilizzati come linee guida e come aiuto per capire la fisica del flusso piuttosto che per ottenere risultati quantitativi. Utilizzando l'equazione precedente, la generazione di entropia totale negli strati limite della pala può essere valutata come:

$$\dot{S} = \sum C_s \int_0^1 \frac{C_d \rho V_0^3}{T} d(x/C_s)$$

Dove la somma comprende entrambe le superfici della pala e  $C_s$  la lunghezza totale della superficie. Per trasformarla in un coefficiente di perdita di entropia è necessario dividere la produzione di entropia totale per la portata massica e per una velocità di riferimento:

$$\xi_s = \frac{T \dot{S}}{m \cdot 0.5 \cdot v_{ref}^2}$$

### 5.2.2 Perdite dovute a processi di miscelazione

La creazione di entropia dovuta a taglio viscoso si verifica ogni volta che un fluido è soggetto ad un certo sforzo di taglio. La dissipazione viscosa non è limitata agli strati limite. Sebbene anche nella corrente principale di un flusso irrotazionale il fluido può subire uno sforzo di taglio generando entropia, questo è generalmente trascurabile. I tassi relativamente alti di taglio avvengono in scie, alle estremità delle forme di alcune regioni, in vortici e in getti di leakage. Poiché questi sono di solito associati a flussi turbolenti la viscosità effettiva può essere grande, in genere oltre 100 volte la viscosità laminare, e i tassi di creazione di entropia locale sono notevoli. I processi di flusso coinvolti sono estremamente complessi e spesso instabili così è raro quantificare l'entropia locale. Tuttavia, in molti di tali processi la creazione di entropia può essere calcolata mediante un'analisi del volume di controllo, che applica le equazioni per la conservazione della massa, dell'energia e del momento della quantità di moto.

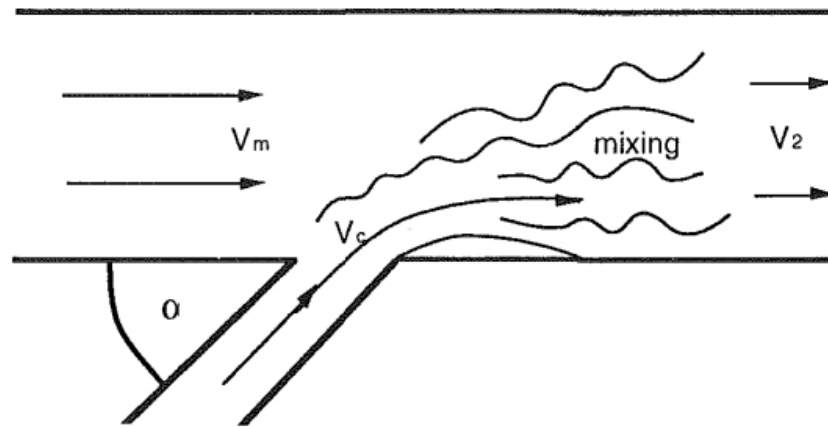


Figura 31 Miscelamento di un getto di flusso con il flusso principale  
[http://www.unife.it/ing/lm.meccanica/insegnamenti/fluidodinamica-delle-macchine/materiale-didattico/JT\\_V115\\_621-656.pdf](http://www.unife.it/ing/lm.meccanica/insegnamenti/fluidodinamica-delle-macchine/materiale-didattico/JT_V115_621-656.pdf)

La caratteristica fondamentale che rende possibile tale approccio è che sappiamo che la miscelazione continuerà fino a quando il flusso non sarà diventato uniforme, anche se non sappiamo quanto tempo ci vorrà. Per esempio, la diminuzione di velocità in una scia decade continuamente con la distanza dall'inizio della miscelazione. Fintanto che la miscelazione è effettivamente completa, nel momento in cui il flusso lascia la regione di interesse possiamo calcolare l'entropia totale creata senza conoscere i dettagli di come o dove la miscelazione avviene. La creazione totale dell'entropia dipende dalla differenza sia della temperatura di ristagno che della pressione di ristagno dei flussi. Una grande semplificazione della teoria è possibile per il caso in cui la portata di uno dei fluidi è piccola. La teoria per questo caso è presentata da Shapiro (1953) (Figura 31)

$$\Delta s = C_p \frac{m_c}{m_m} \left\{ \left( 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_m^2 \right) \frac{T_{oc} - T_{om}}{T_{om}} + (\gamma - 1) M_m^2 \left( 1 - \frac{V_c \cos \alpha}{V_m} \right) \right\}$$

Dove:

$m_c$  = portata massica del getto

$m_m$  = portata massica del flusso principale

$M_m$  = numero di mach del flusso principale

$T_{oc}$  = temperatura del getto

$T_{om}$  = temperatura del flusso principale

$V_c$  = velocità del getto

$V_m$  = velocità del flusso principale

Si consideri la situazione illustrata nella Figura 31 dove per semplicità l'angolo  $\alpha$  è scelto di 90 gradi, il flusso è assunto incompressibile, la temperatura di ristagno e la pressione del fluido iniettato sono uguali a quelle del flusso principale. La creazione di entropia totale è:

$$T \dot{S} = 0.5 m_c (v_m - v_c \cos \alpha)^2 + (v_c \sin \alpha)^2$$

### 5.2.3 Perdite dovute al trasferimento di calore

Solitamente il flusso all'interno di una turbomacchina è considerato adiabatico. Piccole macchine con elevato rapporto superficie/volume potrebbero allontanarsi molto da questa ipotesi. Per una turbina, la perdita di calore verso l'ambiente diminuirà sempre il lavoro in uscita e perciò deve essere evitata. L'effetto del trasferimento di calore è rilevante nelle turbine raffreddate in cui un flusso separato di fluido freddo è usato per mantenere le pale e i dischi ad una temperatura accettabile. Il flusso di refrigerante viene successivamente miscelato con il flusso principale e con esso subisce l'espansione attraverso gli stadi della turbina. Il trasferimento di calore dal flusso principale al flusso di refrigerante avviene in tre fasi: la prima dal gas caldo del flusso principale al metallo raffreddato, la seconda dal metallo al flusso di refrigerante all'interno dei passaggi interni della pala, e infine dal flusso principale al flusso di refrigerante nel momento in cui i due flussi si miscelano.

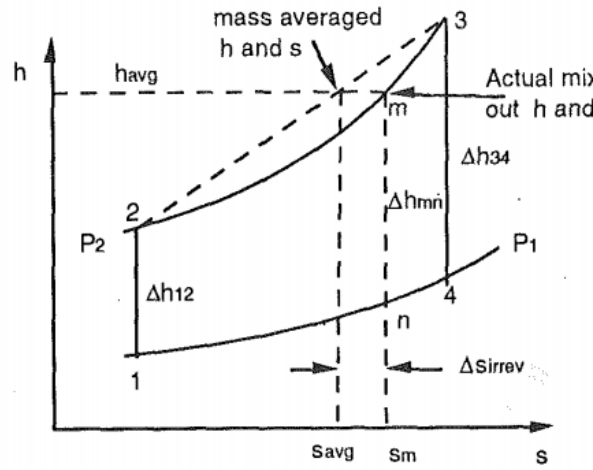


Figura 32 Miscelamento di due flussi a p costante

È difficile considerare i cambiamenti dell'entropia dovuti ai flussi di refrigerante senza considerare l'intero ciclo termodinamico. Quando due flussi di gas perfetti alla stessa pressione ma temperature diverse vengono mescolati a pressione costante, c'è un aumento dell'entropia:

$$(1 - m_{fc})\Delta h_{34} + m_{fc}\Delta h_{12} = \Delta h_{mn}$$

dove  $m_{fc}$  è la frazione di massa del flusso di refrigerante al punto 2. Il rapporto di pressione del ciclo è considerato fisso e la sua efficienza è influenzata dalla temperatura in ingresso turbina  $T_3$ , da  $m_{fc}$ , e dall'efficienza della parte raffreddata della turbina  $\eta_t$ . L'analisi mostra che il cambiamento di efficienza del ciclo complessivo dovuto al raffreddamento può essere scritto come:

$$\Delta\eta_o = \left\{ \frac{\partial\eta_c}{\partial T_3} \frac{dT_3}{dm_{fc}} + \left[ \frac{\partial\eta_c}{\partial m_{fc}} + \frac{\partial\eta_c}{\partial \eta_t} \frac{d\eta_t}{dm_{fc}} \right] \right\} \Delta m_{fc}$$

Il primo termine di questa equazione rappresenta il cambiamento di efficienza del ciclo in funzione di  $T_3$  e aumenta all'aumentare di  $m_{fc}$ . Questo sarà un termine positivo e



rappresenta il vantaggio nell'utilizzo di flussi di raffreddamento per aumentare l'efficienza del ciclo.

Il secondo termine rappresenta la velocità di variazione dell'efficienza del ciclo in funzione del flusso di raffreddamento a parità di  $T_3$  e di  $\eta_t$ . Questo sarà un termine negativo.

Il terzo termine sarà negativo perché rappresenta il cambiamento di efficienza del ciclo a causa di un cambiamento nell'efficienza della parte raffreddata della turbina  $\eta_t$ . Questa efficienza è definita in modo da includere solo gli effetti viscosi all'interno della turbina, che dipenderanno dalla quantità di liquido di raffreddamento aggiunto.

#### 5.2.4 Perdite dovute ad onde d'urto

È ben noto che le onde d'urto sono irreversibili e quindi sono fonti di entropia. La creazione dell'entropia avviene a causa della conduzione termica e delle elevate sollecitazioni all'interno dell'onda d'urto. I libri di testo, ad esempio, Shapiro (1953), spesso derivano l'equazione per l'aumento dell'entropia sul piano normale all'onda d'urto. Seguendo questo approccio si ottiene:

$$\Delta s = C_v \frac{2\gamma(\gamma - 1)}{3(\gamma + 1)^2} (Ma^2 - 1)^3$$

Il risultato di cui sopra è per le onde d'urto normali. Gli urti obliqui produrranno sempre meno entropia di un urto normale a parità di numero di Mach. Infatti, l'equazione è ugualmente applicabile alle onde d'urto oblique purché  $Ma$  sia interpretato come la componente del numero di Mach perpendicolare al fronte d'urto. Riscrivendo l'equazione precedente sostituendo  $C_v$  e  $Ma^2$  con, l'efficienza di un processo di compressione in un'onda d'urto può essere definita come:

$$\eta = 1 - \frac{T\Delta s}{\Delta h} \approx 1 - \frac{\Delta s}{R \Delta P / P} \approx 1 - \frac{\gamma + 1}{12\gamma^2} \left( \frac{\Delta P}{P} \right)$$

#### 5.2.5 Perdite dovute al Trailing Edge $\xi_{TE}$

L'altro importante contributo alla perdita bidimensionale della pala deriva dal bordo finale. L'entità della perdita al TE è stata seriamente sottovalutata in passato, soprattutto per le pale delle turbine, a causa della negligenza del termine di pressione di base:

$$C_{bp} = \frac{p_b - p_{ref}}{0.5\rho v_{ref}^2}$$

Dove  $p_{ref}$  e  $v_{ref}$  sono la pressione e la velocità a valle del profilo immediatamente prima del trailing edge. L'entropia può aumentare di circa il 18% a causa dello spessore al bordo di uscita. Questo aumento è dovuto alla miscelazione. Un metodo alternativo per stimare il coefficiente di pressione di base  $C_{bp}$  consiste nel confrontare le perdite misurate con le perdite calcolate dalla sola perdita dovuta allo strato limite e attribuire la differenza alla perdita di bordo al TE.

Le perdite aumentano rapidamente quando ci si avvicina alle condizioni soniche.

$$\xi_{TE} = \frac{\Delta P^0}{0.5 \rho v_{TE}^2} = -\frac{C_{bp}}{w} + \frac{2\theta}{w} + \left(\frac{\delta^* + t}{w}\right)^2$$

Dove  $\Delta P_0$  è la variazione della pressione di ristagno,  $w$  è la larghezza della gola,  $\theta$  è lo spessore dello strato limite,  $t$  è lo spessore del Trailing Edge e  $\delta^*$  è la distanza dello strato limite dal bordo al distacco. All'interno di  $\xi_{TE}$  viene tenuto in conto anche l'effetto del miscelamento.

#### 5.2.6 Perdite dovute all'angolo di incidenza $\xi_{inc}$

$$\begin{aligned}\varepsilon_n &= \left[ \frac{\sin(\alpha_{inc}) \cdot v_{a,in}}{\cos \alpha} \right]^2 \\ \varepsilon_p &= \left[ \frac{v_{a,out}}{\cos(\alpha_{out})} \right]^2 \\ \varepsilon_s &= \frac{\varepsilon_n}{\varepsilon_p} \\ \xi_{in} &= \frac{\varepsilon_s}{1 + \frac{\gamma - 1}{2} Ma^2}\end{aligned}$$

#### 5.2.7 Perdite secondarie $\xi_s$ e dovute al numero di Re $\xi_r$

$\varepsilon_o$  è il fattore di perdita energetica base della schiera statorica o rotorica che si avrebbe alla perdita di incidenza minima, con spessore al bordo di uscita nullo, con flusso largamente subsonico e numero di Re pari a  $10^5$ .

$$\text{Se } |\alpha - \beta| < 40, \varepsilon_o = 0.0215$$

$v_a = |v \sin \beta|$  = Componente della velocità assiale

$rh$  = raggio all'hub

$rt$  = raggio al tip

$$\begin{aligned}\rho &= \frac{G}{v_a \cdot \pi \cdot (rt^2 - rh^2)} \\ Re &= \frac{\rho \cdot corda \cdot v}{12 \cdot \mu} \\ \xi_r &= \varepsilon_o \left( \frac{10^5}{Re} \right)^2\end{aligned}$$

Aspect ratio  $a_r = \frac{rt - rh}{corda}$  Rapporto tra la lunghezza della paletta e la corda.

$$\xi_s = \frac{2.3 \cdot \varepsilon_o}{a_r}$$

### 5.2.8 Perdite dovute al tip leakage $\varepsilon_{lk}$

La perdita di prestazioni dovuta al tip leakage è stata intensamente studiata per molti anni. I primi metodi tendevano a lavorare in termini di resistenza indotta sulle pale, analogamente alla resistenza indotta su un'ala di un aereo. Tuttavia, nel caso dell'ala la resistenza produce energia cinetica aggiuntiva nell'atmosfera circostante ma non crea entropia quindi dal punto di vista di una turbomacchina le perdite non venivano considerate.

Sia gli esperimenti che i calcoli mostrano che questa tipologia di perdita si limita ad una regione molto piccola, non molto più grande del *tip gap*. Infatti, una semplice teoria, trattando il flusso di perdita come flusso attraverso un orifizio a due dimensioni, mostra che la perdita totale di *lift* al *tip* della pala, rispetto ad una pala senza *gap*, è data da:

$$\Delta L = L_{2d} g \left( \frac{2C_c^2}{1 - 2C_c + 2C_c^2} \right)$$

dove  $C_c$  è il coefficiente di contrazione del getto all'estremità della pala,  $g$  è il *tip gap* e  $L_{2d}$  è il *lift* per unità di lunghezza.

$$\xi_{lk} = 1 - \Delta L (2\pi r_t) \frac{\rho \cdot v_a}{G} \sqrt{\frac{1}{2} (\tan \alpha_r - \tan \alpha_{out})} \sqrt{1 + \frac{1}{4} (\tan \alpha_r + \tan \alpha_{out})^2}$$

In definitiva all'interno del PH4145 le tipologie di perdita calcolate sono valutate in termini di perdita di energia:

1. Perdite dovute all'incidenza
2. Perdite dovute allo spessore al TE
3. Perdite secondarie
4. Perdite dovute al leakage
5. Perdite dovute al numero di Reynolds

$$\xi_t = \xi_{in} + \xi_{TE} + \xi_s + \xi_{lk} + \xi_r$$

La parte di codice che descrive le perdite energetiche è suddivisa in questo modo. Una function principale *loss* calcola le perdite secondarie  $\varepsilon_s$  e le perdite totali  $\varepsilon_t$  richiamando al suo interno altre due funzioni: *epslk* che serve per il calcolo delle perdite dovute al leakage ed *epsin* che calcola le perdite dovute all'incidenza.

### 5.3 Total Pressure Coefficients Loss Model :Kacker e Okapuu

Il metodo Kacker e Okapuu è un metodo che prevede il calcolo delle perdite come somma di quattro tipologie di perdita in termini di perdita di pressione totale e non di energia: perdite di profilo  $y_p$ , secondario  $y_s$ , causate dallo spessore al TE  $y_{TE}$  e di trafilamento  $y_{lk}$ .

$$Y = y_p + y_s + y_{TE} + y_{lk}$$

#### 5.3.1 Perdite di profilo $y_p$

Le perdite di profilo vengono calcolate facendo riferimento alle perdite a raggio di incidenza nullo a cui va aggiunto un fattore correttivo che tiene conto dell'incidenza secondo il metodo Ainley & Mathieson. Le perdite a incidenza nulla vengono calcolate in funzione del rapporto  $\sigma$  e dell'angolo di uscita con due configurazioni di riferimento possibili: angolo di incidenza nullo sul rotore ( $\beta_1 = 0$ ) o angolo di incidenza sul rotore uguale all'angolo di uscita statore ( $\beta_1 = \alpha_2$ ).

$$Y_{P(i=0)} = y_{p(\beta_{in}=0)} + \left( \left| \frac{\beta_{in}}{\alpha_{out}} \right| \cdot \frac{\beta_{in}}{\alpha_{out}} \cdot (y_{p(\beta_{in}=\alpha_{out})} - y_{p(\beta_{in}=0)}) \right) \cdot \left( \frac{t_{max}}{2 \cdot c} \right)^{\frac{\beta_{in}}{\alpha_{out}}}$$

Dove  $t_{max}$  = spessore massimo del profilo

$$r_m = \frac{r_h + r_t}{2}$$

$r_m$  = raggio medio

$r_h$  = raggio all'hub

$r_t$  = raggio al tip

$$p = \frac{2\pi r_m}{N}$$

$$\sigma = \frac{p}{c}$$

$c$  = corda

$p$  = passo

$N$  = numero di pale

Il metodo Kacker e Okapuu prevede che si tenga conto, oltre alle perdite per incidenza nulla, gli effetti legati a urti aeroelastici ( $y_{shock}$ ) e la dipendenza dal Mach ( $k_p$ ). Il coefficiente 0,914 serve a dividere le perdite di TE da quelle di profilo, riconducendo la pala ad una analoga di spessore del TE nullo:

$$y_{shock} = \frac{\Delta p}{Q} \frac{p_1}{p_2} \frac{1 - (1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot Ma_{out}^2)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}{1 - (1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot Ma_{out}^2)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}$$

$$Y_p = 0.914 \cdot f_{Re} \cdot \left( \frac{2}{3} Y_{P(i=0)} \cdot k_p + y_{shock} \right)$$

Dove:

$$\frac{\Delta p}{Q} = \frac{r_h}{r_t} \cdot (0.75 \cdot (Ma_{out} - 0.4)^{1.75})$$

$$Se\ Ma > 0.4 ; k_1 = 1 - 1.25(Ma_{out} - 0.2)$$

$$Se\ Ma < 0.2 ; k_1 = 1$$

$$k_2 = \left( \frac{1 - \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} \cdot Ma_{out}^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}}{1 - \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} \cdot Ma_{out}^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}} \right)^2$$

$$k_p = 1 - k_2(1 - k_1)$$

Il termine  $f_{Re}$  è un coefficiente moltiplicativo che tiene conto dell'effetto del numero di Reynolds e viene calcolato in questo modo.

$$\begin{cases} Re < 2 * 10^5 & f_{Re} = \left( \frac{Re}{2 * 10^5} \right)^{-0.4} \\ 2 * 10^5 < Re < 10^6 & f_{Re} = 1 \\ Re > 10^6 & f_{Re} = \left( \frac{Re}{10^6} \right)^{-0.2} \end{cases}$$

### 5.3.2 Perdite secondarie $y_s$

In questo calcolo il termine  $f_{ar}$  è utilizzato per stimare meglio l'influenza dell'altezza della pala e la comprimibilità del fluido. Questo termine viene aggiunto al calcolo delle perdite secondarie secondo il modello Dunham e Came il quale rivede la formulazione di perdite secondarie di Ainley & Mathieson, ponendo in maggiore evidenza il parametro  $a_r$ , indicativo dell'allungamento della pala:

$$a_r = \frac{h}{c}$$

$$h = r_t - r_h = \text{altezza paletta}$$

$$Se\ a_r < 2 \quad f_{ar} = \frac{1 - 0.25\sqrt{2 - a_r}}{a_r}$$

$$Se\ a_r > 2 \quad f_{ar} = \frac{1}{a_r}$$

$$\alpha_m = \arctan(0.5(\tan(\alpha_{in}) - \tan(\alpha_{out})))$$

$$cs = 2(\tan(\alpha_{in}) + \tan(\alpha_{out}))$$

$$k_s = 1 - \left( \frac{c}{h} \right)^2 \cdot (1 - k_p)$$

$$y_s = 1.2 \cdot 0.0334 * f_{ar} \left( \frac{\cos(\alpha_{out})}{\cos(\beta_{in})} \right) * cs * 2 * (\cos(\alpha_{out})^2 / \cos(\alpha_m)^2) \cdot k_s$$

### 5.3.3 Perdite dovute allo spessore al TE $y_{TE}$

Tale parametro descrive le perdite di pressione totale in funzione del Mach in uscita e di un coefficiente di perdita d'energia  $\Delta E_{TE}$ . Il coefficiente di perdita di energia al bordo di fuga è rappresentato graficamente in funzione dello spessore del TE, questo perché lo spessore incide sulla sezione effettiva di passaggio del fluido e quindi sulle condizioni di bloccaggio. Questo parametro è riportato però solo per condizioni in cui l'angolo d'incidenza sul rotore è nulla o quando l'angolo di incidenza del rotore è uguale all'angolo di uscita statore  $df0$ . Le altre configurazioni sono valutate a partire da queste due di riferimento:

Coefficiente di perdita di energia al bordo di fuga  $\Delta E_{TE} = df0 + \left| \frac{\beta_1}{\alpha_2} \right| \cdot \frac{\beta_1}{\alpha_2} (df1 - df0)$   
 $df1$  Configurazione con angolo di incidenza diverso da 0

$$y_{TE} = \frac{\left( 1 - \frac{\gamma - 1}{2} \cdot \left( \frac{1}{1 - \Delta E_{TE}} - 1 \right) \cdot (Ma_{out})^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}}{1 - \left( 1 + \frac{\gamma - 1}{2} \cdot Ma_{out}^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}}$$

### 5.3.4 Perdite di trafilemento $y_{lk}$

Le perdite per trafilemento sono calcolate seguendo il modello Dunham e Came in cui vi è una dipendenza esponenziale dallo spessore del tip clearance  $\tau$ .

$$z = \frac{cs^2 \cdot (\cos(\alpha_{out}))^2}{(\cos(\alpha_m))^2}$$

$$y_{TE} = 0.47 * z * \frac{c}{h} \left( \frac{\tau}{c} \right)^{0.78}$$

## 6. Interfaccia grafica di Input

### 6.1 Struttura del codice

L'interfaccia di Input è stata progettata come una serie di pannelli a cascata che si aggiornano automaticamente al variare delle scelte dell'utente e contribuiscono alla creazione del file di Input necessario al funzionamento del PH4145. Nella figura (Figura 33) si può vedere il pannello iniziale in cui l'utente può decidere di intraprendere una tra le due modalità previste di inserimento dei dati. Si può scegliere infatti la modalità *Nuova Macchina* in cui l'utente è costantemente guidato e sono presenti tutti i significati delle variabili, oppure può scegliere tra un *Modello già esistente* di impianto, a scelta tra quelli in figura (Figura 34).

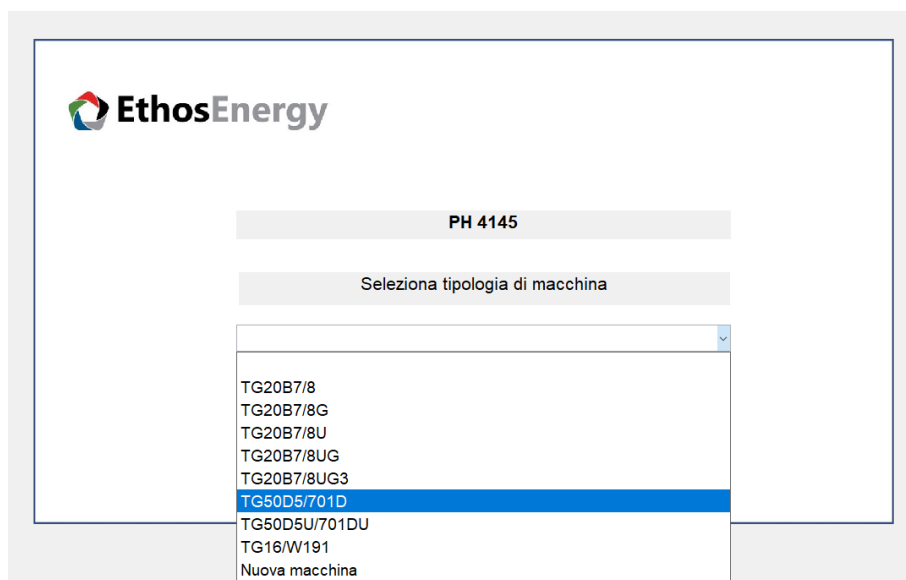


Figura 33 Schermata iniziale Input.exe

Quest'ultima modalità di inserimento dei dati è la più veloce poiché dà per scontato che un utente esperto sappia già il significato delle variabili, visualizza dei dati preimpostati attendibili per il funzionamento di quell'impianto ma ne permette la modifica ed

## 6. Interfaccia grafica di Input

evidenzia principalmente quelle parti che vengono più frequentemente modificate in fase di progetto.

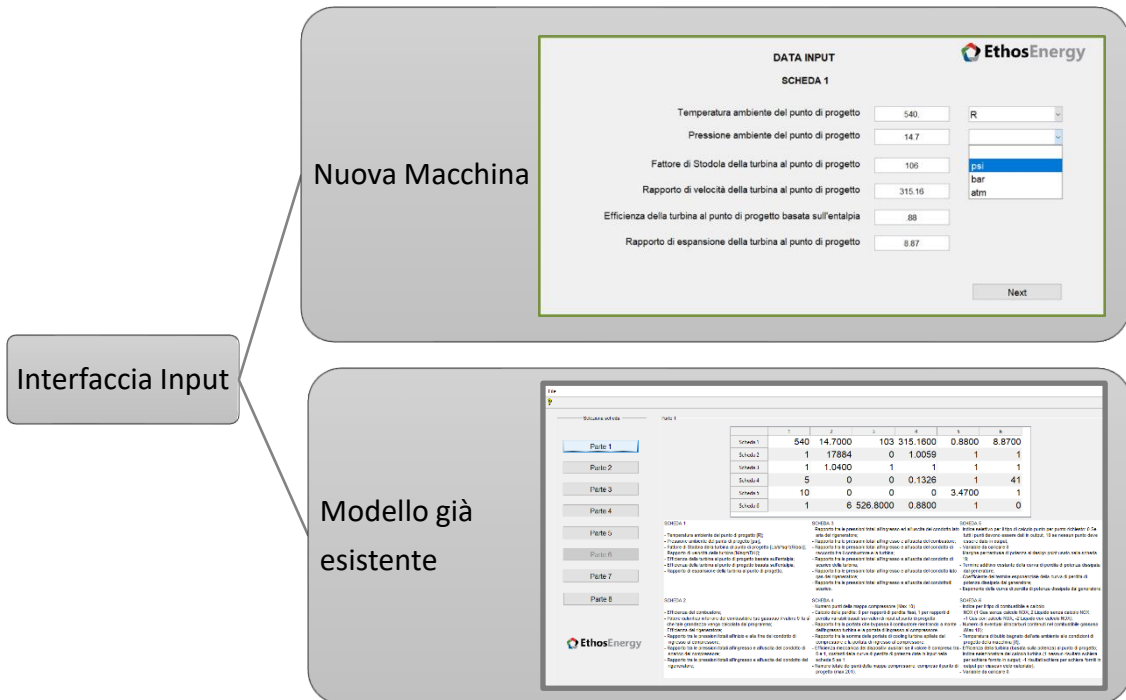


Figura 34 Suddivisione dei percorsi utente dell'interfaccia di Input

Dal punto di vista computazionale, essendo la modalità *Nuova macchina* un'interfaccia che lascia all'utente infinite libertà di scelta, la struttura del codice è più complessa. Le maggiori difficoltà incontrate riguardano la mappa compressore, il set di schede di geometria turbina e le condizioni di funzionamento. Questo è dovuto al fatto che nella richiesta aziendale è stato specificato che l'utente avrebbe dovuto avere la possibilità di inserire:

- nella mappa compressore, i dati di un numero di punti variabile fino a 10 per ogni curva isogiri;
- nella scheda geometria turbina, un numero variabile di schiere rotoriche e statoriche con relativi dati. Un'ulteriore suddivisione permette di inserire il set di schede geometria turbina con 3 modalità (Vedi spiegazione della variabile FLOSS);
- nella scheda delle condizioni di funzionamento, fino a 5 diverse condizioni di funzionamento e fino a 100 diverse condizioni ambiente.

Il problema è stato risolto combinando una serie di tool messi a disposizione da Matlab. Si è deciso di utilizzare una *Table* vuota in cui non sono state inserite condizioni di numero di colonne o righe, una serie di caselle di *Edit* pari al numero di colonne e un pulsante denominato *Fill* che permette di riempire le caselle della *Table* in tempo reale e



## 6. Interfaccia grafica di Input

consente all'utente di scegliere quante righe (ovvero quante schiere rotoriche e statoriche) vuole progettare per la turbina (Vedi script paragrafo 6.1.2 Script scheda geometria turbina).

Figura 35 Esempio per la geometria di riempimento della tabella per FLOSS=0

Figura 36 Esempio per la mappa compressore di riempimento della tabella

Sempre tra le richieste aziendali erano richieste le possibilità seguenti:

- l'utente avrebbe dovuto poter scegliere tra una modellizzazione con combustibile gassoso o liquido. Nell'eventualità in cui si scelga un combustibile gassoso il software permette l'inserimento delle frazioni volumetriche molari dei componenti non idrocarburi e idrocarburi. La somma del numero totale di componenti può essere al più 12 (Figura 38).

Per quanto riguarda, invece, il combustibile liquido, è necessario inserire il vettore delle frazioni massiche dei componenti del combustibile:

|              |                            |           |                         |                            |                         |                           |
|--------------|----------------------------|-----------|-------------------------|----------------------------|-------------------------|---------------------------|
| Carboni<br>o | Idrogeno<br>molecolar<br>e | Zolf<br>o | Azoto<br>molecolar<br>e | Ossigeno<br>molecolar<br>e | Acqua/Vapor<br>e acqueo | Residui<br>carbonios<br>i |
|--------------|----------------------------|-----------|-------------------------|----------------------------|-------------------------|---------------------------|

Figura 37 Vettore delle frazioni massiche del combustibile liquido

6. Interfaccia grafica di Input

GUI7

DATA INPUT

SCHEDA 7, 8, 9

Combustibile liquido? ☐ Si ☒ No

Frazioni volumetriche (molari) dei componenti NON idrocarburi del combustibile gassoso

Zolfo (S)

Azoto molecolare (N2)

Ossigeno molecolare (O2)

Idrogeno molecolare (H2)

Anidride carbonica (CO2)

Monossido di carbonio (CO)

Acqua/Vapore acqueo (H2O)

Solfuro di idrogeno (H2S)

Argon (Ar)

Ossisolfuro di carbonio (COS)

Ammoniaca (NH3)

Frazioni volumetriche (molari) dei componenti idrocarburi del combustibile gassoso

☐ Metano ☐ Etano ☐ Butano

☐ Propano ☐ Pentano ☐ Esano + Idrocarburi superiori

Metano

Etano

Propano

Butano

Pentano

Esano + idrocarburi superiori

N.B. Il numero totale di componenti (idrocarburi e non) del combustibile gassoso può essere massimo 12

Next

Figura 38 Scelta della tipologia di combustibile: caso gassoso

- l'utente avrebbe dovuto poter scegliere fra tre modalità di inserimento del set di schede geometria turbina. La variabile di riferimento per questo argomento è stata denominata FLOSS (Figura 39).

| FLOSS                      | 1                                    | 2                             | 3                                         | 4                                              | 5                                | 6                 |
|----------------------------|--------------------------------------|-------------------------------|-------------------------------------------|------------------------------------------------|----------------------------------|-------------------|
| 0                          | Angolo pala uscita raggio medio      | Deviation                     | $\rho v_a$                                | /                                              | /                                | /                 |
| Nessun modello di perdita  |                                      |                               |                                           |                                                |                                  |                   |
| 1                          | Angolo flusso uscita al raggio medio | Corda al tipo palette rotanti | “                                         | Proiezione assiale della corda al raggio medio | Spessore del TE diviso il passo  | Numero di palette |
| Energy loss coefficients   |                                      |                               |                                           |                                                |                                  |                   |
| 2                          | “                                    | Corda al raggio medio         | Max spessore profilo palette in mezzzeria | “                                              | Spessore del TE diviso l'opening | “                 |
| Total pressur e Loss Model |                                      |                               |                                           |                                                |                                  |                   |

Figura 39 Dati necessari al calcolo delle perdite per le tre diverse modalità

- l'utente avrebbe dovuto poter scegliere se inserire o meno un flusso di cooling esterno alle pale turbina e relativi dati. La variabile di riferimento per questo argomento è stata denominata PCTCOL, questa attiva la scheda dei dati di cooling esterno in Figura 40.

## 6. Interfaccia grafica di Input

GUI15AB

DATA INPUT  
SCHEDA 15AB

Frazioni ponderali delle seguenti sostanze componenti dei flussi di cooling turbina esterni

Ossigeno molecolare

Anidride carbonica

Vapore acqueo

Biossido di zolfo

Azoto molecolare

Argon

NB Tipologia dei flussi di raffreddamento:

1) Flusso di trafilamento non vorticoso alla radice e/o al tip delle palette

2) Flusso di trafilamento vorticoso alla radice e/o al tip delle palette

3) Flusso uscente dal bordo d'uscita delle palette statoriche

4) Flusso uscente dalle tip delle palette rotoriche

Rapporto tra la portata del flusso di raffreddamento esterno di tipo 1 della N-esima schiera e la portata di raffreddamento totale

Temperatura del flusso di raffreddamento esterno di tipo 1 dell'N-esima schiera

Rapporto tra la portata del flusso di raffreddamento esterno di tipo 2 della N-esima schiera e la portata di raffreddamento totale

Temperatura del flusso di raffreddamento esterno di tipo 2 dell'N-esima schiera

Rapporto tra la portata del flusso di raffreddamento esterno di tipo 3 della N-esima schiera e la portata di raffreddamento totale

Temperatura del flusso di raffreddamento esterno di tipo 3 dell'N-esima schiera

Rapporto tra la portata del flusso di raffreddamento esterno di tipo 4 della N-esima schiera e la portata di raffreddamento totale

Temperatura del flusso di raffreddamento esterno di tipo 4 dell'N-esima schiera

1

GC1Y

TC1Y

GC2Y

TC2Y

GC3Y

TC3Y

GC4Y

TC4Y

2

3

4

Fill table

ATTENZIONE: la tabella deve essere compilata inserendo un'ulteriore riga alla fine, la quale rappresenta il flusso di raffreddamento N+1 che entra a valle dell'ultima schiera.

Next

Figura 40 Dati per flusso di cooling esterno

## 6.1.2 Script scheda geometria turbina

```

function varargout = GUI14(varargin)
gui_Singleton = 1;
gui_State = struct('gui_Name',       mfilename, ...
                  'gui_Singleton',   gui_Singleton, ...
                  'gui_OpeningFcn', @GUI14_OpeningFcn, ...
                  'gui_OutputFcn',  @GUI14_OutputFcn, ...
                  'gui_LayoutFcn',   [] , ...
                  'gui_Callback',    []);
if nargin && ischar(varargin{1})
    gui_State.gui_Callback = str2func(varargin{1});
end

if nargout
    [varargout{1:nargout}] = gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
else
    gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
end
function GUI14_OpeningFcn(hObject, eventdata, handles, varargin)
axes(handles.axes1)
imshow('Ethos2.jpg');
global p
p.MyData = [];
global k
k=0;
global FNT
fid=fopen('Input12.txt');
tline=fgetl(fid);
fj=sscanf(tline, '%s');
FNT=fj(1);
global fnt
fnt=str2num(FNT);

handles.output = hObject;

% Update handles structure
guidata(hObject, handles);
function varargout = GUI14_OutputFcn(hObject, eventdata, handles)
% varargout cell array for returning output args (see VARARGOUT);
% hObject    handle to figure
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)
% Get default command line output from handles structure
fnt_gui14(handles)
varargout{1} = handles.output;

% Fill.
function Fill_Callback(hObject, eventdata, handles)
global p k l1 l2 l3 l4 l5 l6 l7 l8
RT=get(handles.RT, 'String');
l1=numel(RT);
RH=get(handles.RH, 'String');
l2=numel(RH);
AORM=get(handles.AORM, 'String');
l3=numel(AORM);
DEV=get(handles.DEV, 'String');
l4=numel(DEV);
AIN=get(handles.AIN, 'String');
```

## 6. Interfaccia grafica di Input

---

```
l5=numel(AIN);
CPP=get(handles.CPP, 'String');
l6=numel(CPP);
ELC=get(handles.ELC, 'String');
l7=numel(ELC);
RHUNZ=get(handles.RHUNZ, 'String');
l8=numel(RHUNZ);
p.MyData=[p.MyData; [{RT} {RH} {AORM} {DEV} {AIN} {CPP} {ELC}
{RHUNZ}]];
set(handles.TableField, 'Data', p.MyData)
k=k+1;
fnt_gui14(handles);

function RT_Callback(hObject, eventdata, handles)
function RT_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
end

function RH_Callback(hObject, eventdata, handles)
function RH_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
end

function AORM_Callback(hObject, eventdata, handles)
function AORM_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
end

function DEV_Callback(hObject, eventdata, handles)
function DEV_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
end

function AIN_Callback(hObject, eventdata, handles)
function AIN_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
end

function CPP_Callback(hObject, eventdata, handles)
function CPP_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
end

function ELC_Callback(hObject, eventdata, handles)
function ELC_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
```

---

```
        set(hObject,'BackgroundColor','white');
    end

function RHUNZ_Callback(hObject, eventdata, handles)
function RHUNZ_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
end

%Next.
function Next_Callback(hObject, eventdata, handles)
global p k l1 l2 l3 l4 l5 l6 l7 l8 l fnt
l=[l1 l2 l3 l4 l5 l6 l7 l8];
fileID = fopen('Input.txt', 'at');
j=1;
i=1;
w=1;
for j=1:(fnt+1)
    for i=1:8
        row=p.MyData{j,i};
        fprintf(fileID, '%s', row);
        for w=1:(7-l(i))
            fprintf(fileID, '%s', ' ');
        end
        i=i+1;
    end
    fprintf(fileID, '\n');
end
fclose(fileID);
close(GUI14);
run('GUI15');
```

## 7. Interfaccia grafica di Output

L'interfaccia grafica di Output è a tutti gli effetti un'applicazione personalizzata esclusivamente per Ethos Energy con possibilità di calcolo e analisi di performance di tutte le tipologie di impianto che l'azienda produce.

### 7.1 Struttura del codice e script principale

Il codice è stato realizzato seguendo uno schema ramificato (Figura 41) in cui uno script principale gestisce l'aspetto grafico e le interazioni tra diverse *function*. Ogni *function* si occupa di un aspetto specifico di calcolo e si attiva solo nel momento in cui l'utente lo richiede. Questo semplifica e velocizza in modo determinante il programma.

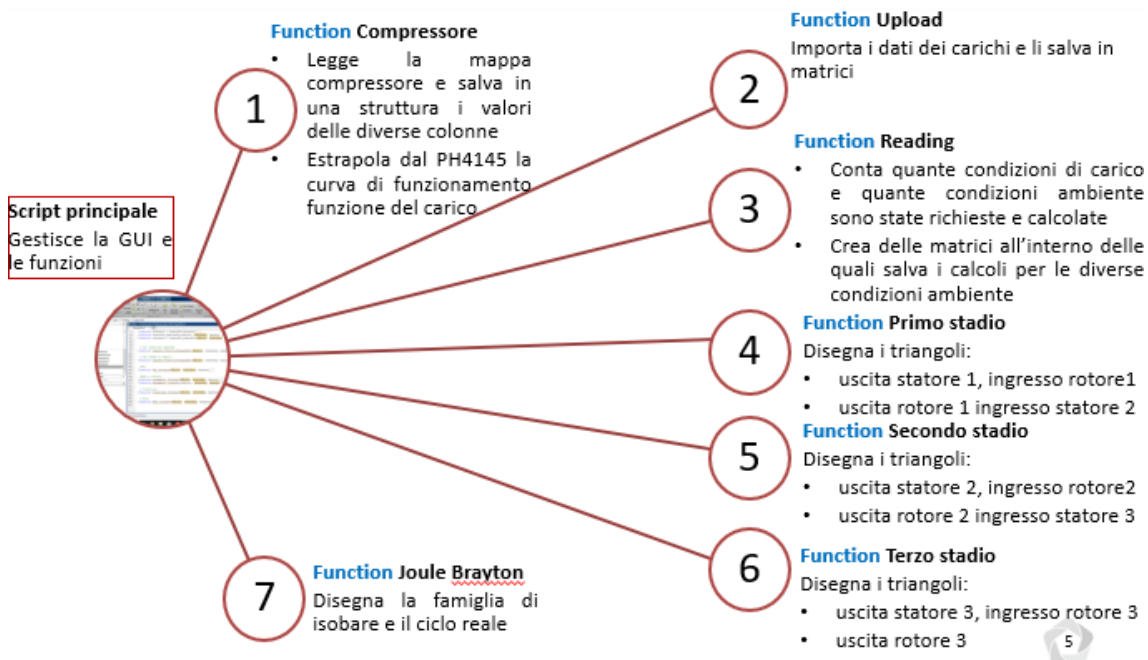


Figura 41 Schema di funzionamento di Output.exe

## 7. Interfaccia grafica di Output

---

Il codice di calcolo permette di visualizzare contemporaneamente fino a 30 condizioni di lavoro (Figura 42). Queste sono le combinazioni possibili tra un numero massimo di condizioni ambiente di temperatura e pressione di 5 e un numero massimo di condizioni al contorno di 6.

The screenshot shows a graphical user interface titled "QUALI DATI VUOI VISUALIZZARE?". It contains two main sections: "Set schede delle condizioni ambiente" and "Set schede di carico". Each section has a list of radio buttons for selection. The "Set schede delle condizioni ambiente" section lists "CONDIZIONE 1" through "CONDIZIONE 5", with "CONDIZIONE 1" selected. The "Set schede di carico" section lists "CARICO 1" through "CARICO 6", with "CARICO 1" selected. Below these sections is a green button labeled "VAI".

*Figura 42 Schermata iniziale Output.exe*

Le condizioni al contorno possibili riguardano ad esempio:

- La temperatura in ingresso al primo statore turbina;
- La temperatura in ingresso al primo rotore turbina;
- La temperatura di scarico turbina;
- La potenza in output alla flangia;
- Potenza totale sviluppata dalla turbina;
- Frazione della potenza al punto di progetto.

Questa logica rispecchia esattamente quella con cui funziona il PH4145 il cui file di Output è suddiviso in questo modo:



## 7. Interfaccia grafica di Output

---

|                                                                                |                                                                                                                                                                                                                      |
|--------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Dati di targa dell'impianto                                                    | <ul style="list-style-type: none"><li>• Sono tutti i dati noti, inseriti in Input quali ad esempio: Rendimenti, condizioni di progetto, tipologia e composizione chimica del fuel, geometria turbina, etc.</li></ul> |
| Mappa compressore                                                              | <ul style="list-style-type: none"><li>• Vengono inserite la mappa compressore di riferimento e successivamente la mappa compressore modificata con dei fattori di scala definiti nella fase di Input</li></ul>       |
| Calcoli per la PRIMA condizione di carico e per la PRIMA condizione ambiente   |                                                                                                                                                                                                                      |
| Calcoli per la PRIMA condizione di carico e per la SECONDA condizione ambiente |                                                                                                                                                                                                                      |
| ...                                                                            |                                                                                                                                                                                                                      |
| Calcoli per la SECONDA condizione di carico e per la PRIMA condizione ambiente |                                                                                                                                                                                                                      |
| ...                                                                            |                                                                                                                                                                                                                      |

*Tabella 1 Suddivisione del file di Output*

## 7.2 Mappa compressore

La curva caratteristica di un compressore (Figura 43) mostra l'andamento del rapporto di compressione in funzione della portata corretta. Quest'andamento è costituito da un fascio di curve ognuna delle quali ha la proprietà di avere un numero di giri corretto costante. Le curve sono delimitate dalla *Surge line*, oltre la quale il compressore non può lavorare perché soggetto a fenomeno di pompaggio.

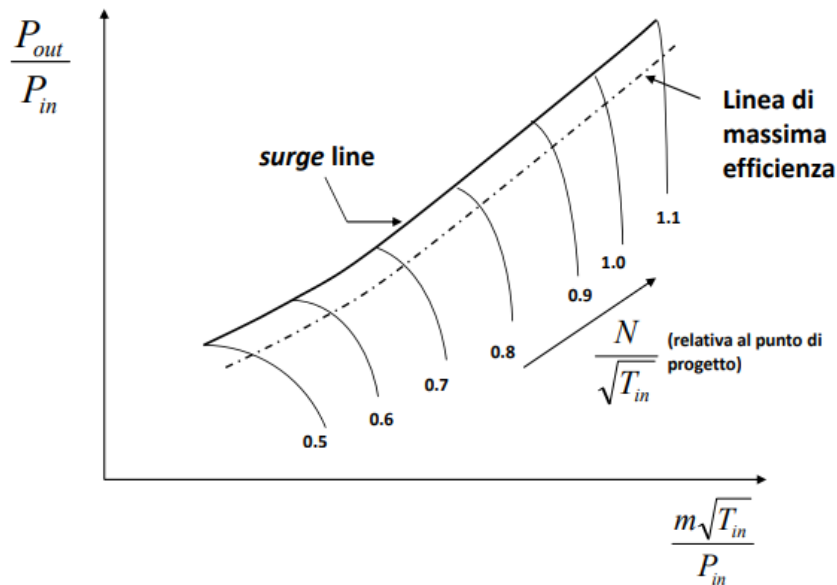


Figura 43 Mappa compressore  
[tpg.unige.it/TPG/download\\_folder/impiantienergia/8-OFF-DESIGN%20DELLE%20TURBINE%20A%20GAS%20E%20DEI%20CICLI%20COMBINATI.pdf](http://tpg.unige.it/TPG/download_folder/impiantienergia/8-OFF-DESIGN%20DELLE%20TURBINE%20A%20GAS%20E%20DEI%20CICLI%20COMBINATI.pdf)

Per quanto riguarda il compressore assiale, le caratteristiche hanno la proprietà di essere molto verticali. Il comportamento di un turbocompressore può quindi essere definito dai seguenti parametri corretti:

$$N_{corr} = N / \sqrt{T_1/T_{10}}$$

$$\dot{m}_{corr} = \frac{\dot{m} * \sqrt{T_1/T_{10}}}{p_1/p_{10}}$$

All'interno dell'interfaccia di Output (Figura 44), dopo aver scelto le condizioni ambiente e la condizione al contorno, è possibile visualizzare due mappe compressore:

- Rapporto di compressione in funzione della portata corretta;
- Rendimento isoentropico del compressore in funzione della portata corretta.

## 7. Interfaccia grafica di Output



Figura 44 Modalità di scelta nell'interfaccia di Output

Entrambe le figure che seguono (Figura 45 e Figura 46) evidenziano sia il punto di progetto in rosso che il punto di funzionamento in blu con rispettiva curva di funzionamento. La linea tratteggiata è invece la curva limite di pompaggio. Quest'ultima è stata ricavata da misure sperimentali (Figura 47).

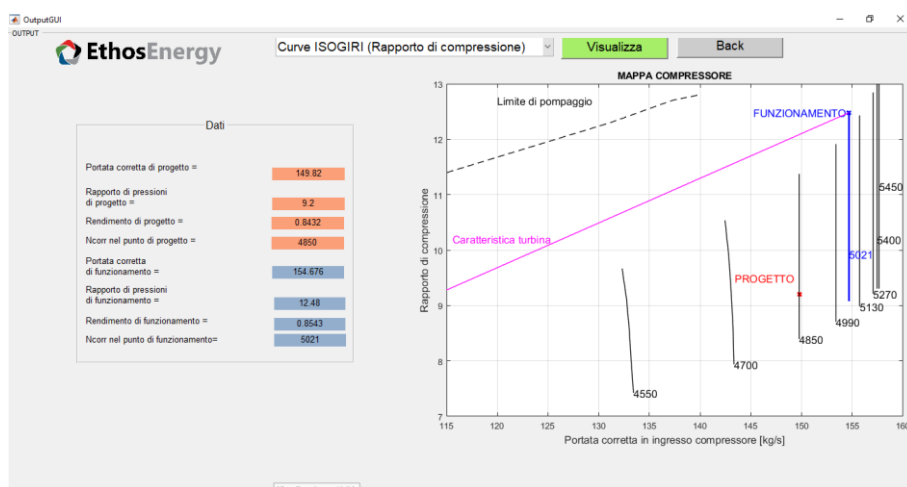


Figura 45 Caratteristica del compressore con rapporto di compressione in funzione della portata corretta

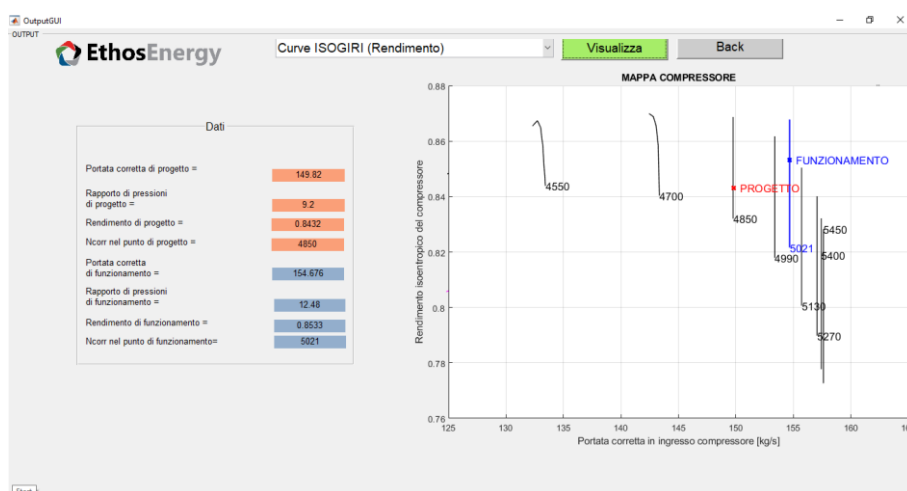


Figura 46 Caratteristica del compressore con Rendimento isoentropico del compressore in funzione della portata corretta

## 7. Interfaccia grafica di Output

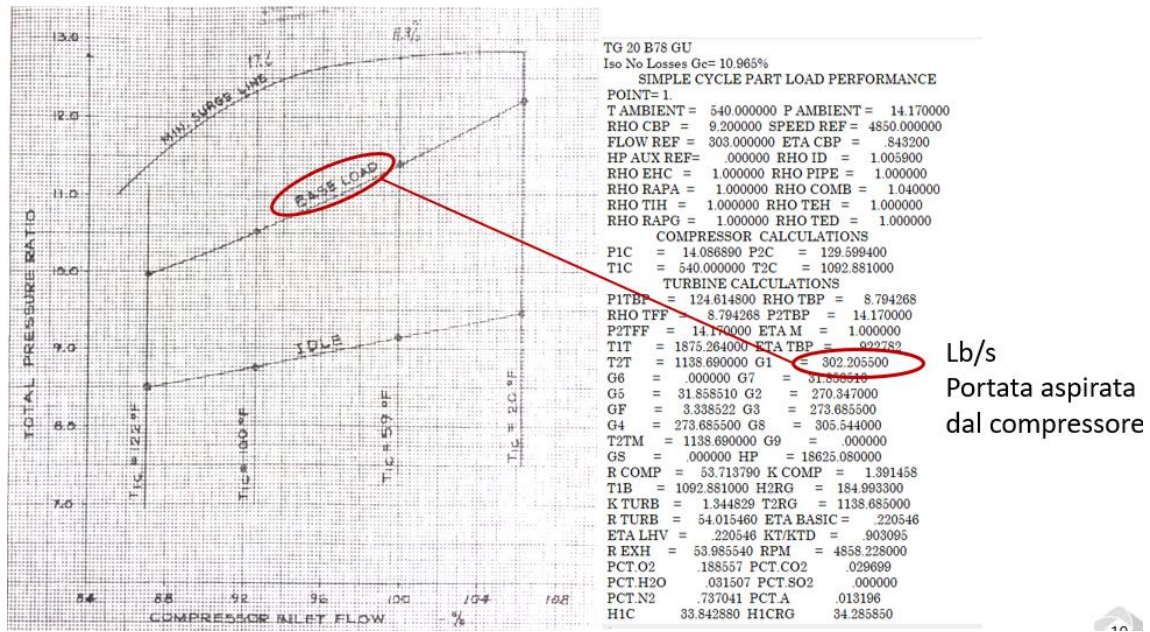


Figura 47 Curva sperimentale per il limite di pompaggio

### 7.2.1 Matching con la caratteristica della turbina

La caratteristica di una turbina può essere rappresentata come la caratteristica di un insieme di ugelli. Ipotizzando un ugello convergente, la sua caratteristica è data dalla curva in Figura 48 in cui  $p_0$  è la pressione in ingresso e  $p_k$  la pressione in uscita.

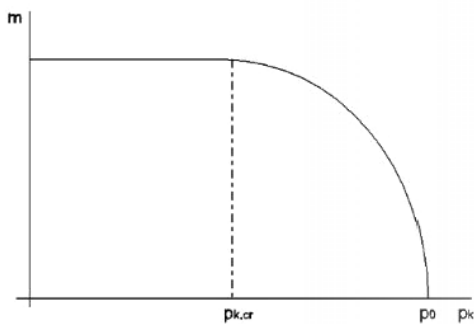


Figura 48 Caratteristica di una turbina multistadio

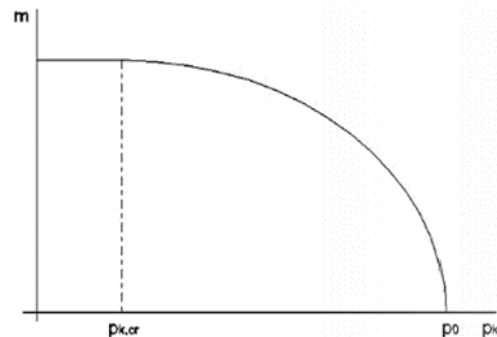


Figura 49 Caratteristica di un ugello convergente

Il rapporto critico delle pressioni per un ugello convergente è:

$$\left(\frac{p_{k,cr}}{p_0}\right) \approx 0.5$$

La turbina può essere vista come un insieme di ugelli in serie e quindi come si vede in Figura 49, l'andamento della sua caratteristica sarà del tutto simile a quello di un ugello ma con un rapporto critico delle pressioni minore in quanto questo è dato dal prodotto dei rapporti di compressione dei singoli stadi.

Si può trovare il punto di funzionamento dell'impianto plottando la caratteristica del compressore e quella della turbina sullo stesso piano. Dal momento che la caratteristica

## 7. Interfaccia grafica di Output

della turbina non dipende significativamente dal numero di giri corretto, è più semplice convertire la caratteristica della turbina nelle coordinate del piano del compressore.

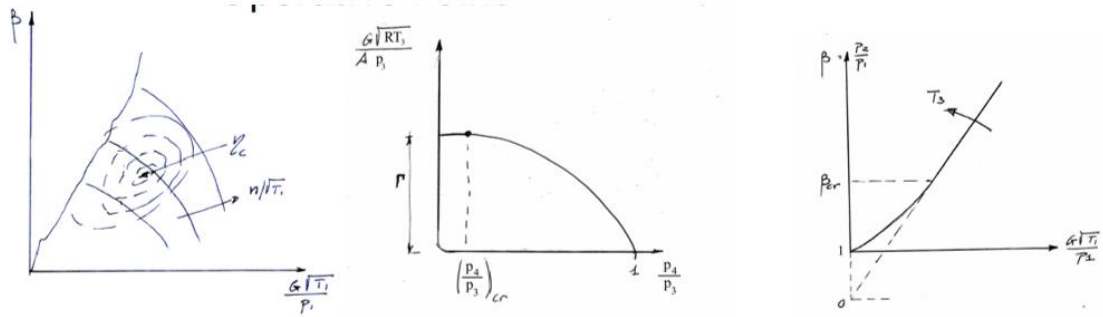


Figura 50 Caratteristica del compressore, caratteristica della turbina e caratteristica della turbina nelle coordinate del piano compressore

Slide dal corso di Macchine, Politecnico di Torino, prof. Dongiovanni

La parte critica della caratteristica della turbina (ovvero quella orizzontale) diventa nel piano del compressore una linea retta la cui pendenza dipende dalla temperatura  $T_3$ , mentre la parte subcritica (ovvero la parte ellittica) diventa una curva ascendente che passa dal punto (0,1) ed è tangente alla retta critica in corrispondenza di un  $\beta_{cr}$ .

$$\Gamma = \frac{G_{gc} \sqrt{T_3}}{p_3}$$

$$\beta = \frac{1}{\Gamma} \frac{1 + \alpha}{\alpha} \eta_{\pi b} \sqrt{\frac{T_3}{T_1}} \frac{G \sqrt{T_1}}{p_1}$$

$$\beta_{cr} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)_{cr} = \frac{1}{\eta_{\pi b}} \left( \frac{p_3}{p_4} \right)_{cr}$$

### 7.3 Triangoli di velocità

Quando si parla di stadio di turbina, si intende l'insieme delle palettature fisse e mobili. Una turbina può avere al suo interno uno o più stadi e questi possono essere ad azione o a reazione. Gli stadi di turbina ad azione si definiscono così in quanto il salto di pressione avviene solo nella palettatura fissa (la pressione a monte e a valle della palettatura mobile non cambia) mentre negli stadi a reazione il salto di pressione si suddivide in entrambe le palettature.

#### 7.3.1 Turbina assiale ad azione

Nel caso in cui si vuole analizzare uno stadio di turbina assiale ad azione, ipotizzando il caso ideale in cui si considerano nulle le perdite fluidodinamiche, ci si troverebbe ad avere una situazione in cui  $|w_1| = |w_2|$  e le due sono simmetriche (situazione più comune) (Figura 51). Questo è dovuto al fatto che la girante subisce solo l'azione del fluido senza contribuire alla sua espansione. La pala della girante quindi sarà simmetrica rispetto alla mezzeria. Sebbene all'ingresso della girante la velocità assoluta  $c_1$  possieda un angolo di inclinazione  $\alpha_1$  imposto dal distributore, la girante vede la velocità relativa  $w_1$  inclinata di un angolo  $\beta_1$  a causa della velocità  $u$  di rotazione.  $\alpha_1$  è un angolo costruttivo mentre  $\beta_1$  è un angolo di funzionamento.

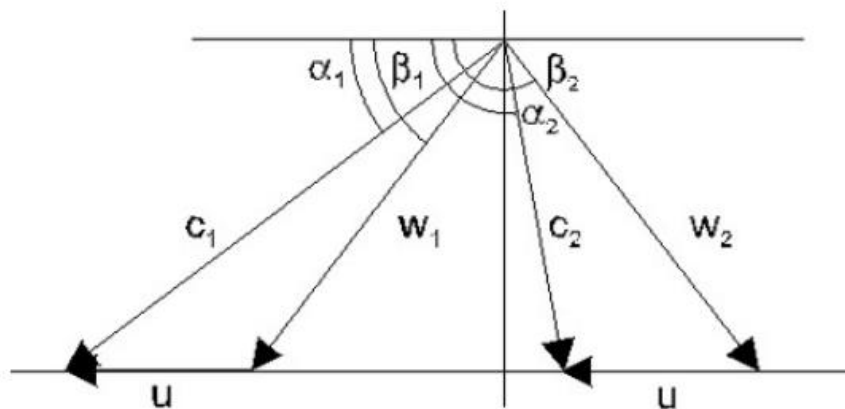


Figura 51 Triangoli di velocità per stadio di turbina assiale ad azione

<https://www.yumpu.com/it/document/read/17457685/cap52-turbine-assiali-vapore-corsi-di-laurea-a-distanza->

All'uscita della girante, invece, l'angolo costruttivo è  $\beta_2$ , perché definito dalla forma della palettatura mobile, mentre  $\alpha_2$  dipende dalla velocità di rotazione  $u$ .

Applicando ai capi del distributore il I Principio della Termodinamica in forma Euleriana, essendo la palettatura fissa, considerando la macchina adiabatica:

$$L_i = 0, Q_e = 0;$$

$$\Delta h + \Delta Ec = 0$$

$$c_1 = \sqrt{2 * \left( h_0 + \frac{c_0^2}{2} + h_1 \right)}$$

Mentre si applica il I Principio della Termodinamica all'intero stadio, si ottiene:

$$L_{ideale} = \left( h_0 + \frac{c_0^2}{2} \right) - \left( h_2 + \frac{c_2^2}{2} \right)$$

Questo vuol dire che il lavoro ideale (senza considerare le perdite fluidodinamiche) è massimo quando l'energia cinetica allo scarico  $\frac{c_2^2}{2}$  è minima. Questa è quella che si definisce perdita per energia cinetica allo scarico.

Si può inoltre scrivere che:

$$L_{ideale} = u(c_{u1} - c_{u2})$$

Da qui, è dimostrabile, che per uno stadio di turbina assiale ad azione il rapporto caratteristico di funzionamento per avere una condizione di funzionamento ideale è:

$$\frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2}$$

$$\eta_{\theta i, max} = \cos^2 \alpha_1$$

Mentre il triangolo di velocità nelle condizioni di massimo rendimento è quello per cui la velocità  $c_2$  è minima, ovvero assiale Figura 52:

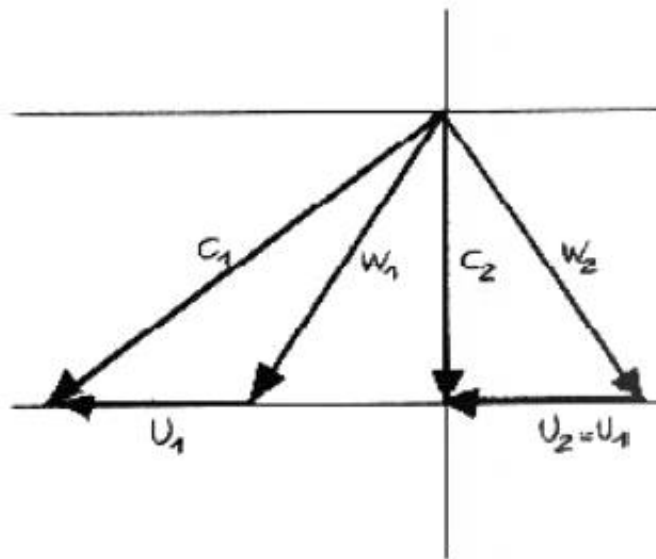


Figura 52 Triangolo di velocità per stadio di turbina assiale ad azione in condizione di massimo rendimento  
<https://www.yumpu.com/it/document/read/17457685/cap52-turbine-assiali-vapore-corsi-di-laurea-a-distanza->

Se si considera il funzionamento reale, si devono, invece, mettere in conto tutti i fattori di perdita della palettatura. Per fare questo si considerano due coefficienti di perdita,  $\varphi$  e  $\psi$ . Le cause di perdita nelle palettature sono:

- Perdita per energia cinetica allo scarico;
- Attrito fluidodinamico nei condotti fissi introdotto dal coefficiente:

$$\varphi = c_1/c_{1,id};$$

- Attrito fluidodinamico nei condotti mobili introdotto dal coefficiente:

$$\psi = w_2/w_{2,id}$$

- Perdite per effetto ventilante

$$P_v = k_v d_m l_1 \varepsilon \rho_1 u^3$$

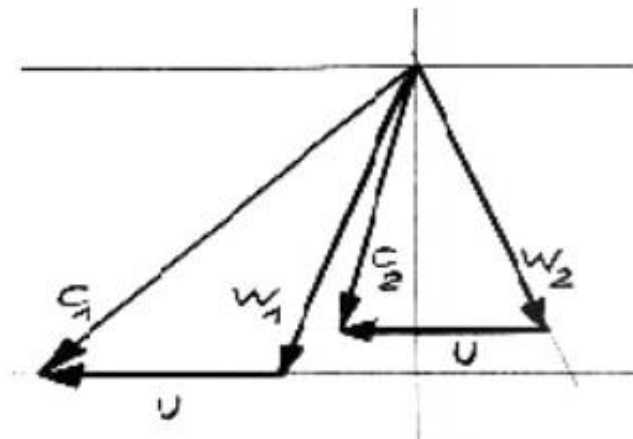
- Perdite per attrito sui dischi

$$P_d = k_d d_m^2 \rho_1 u^3$$

- Perdite per fughe

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{ideal}}$$

Se si considera un triangolo di velocità reale di uno stadio di turbina assiale ad azione, si può avere una situazione di questo tipo (Figura 53):



*Figura 53 Esempio di triangolo di velocità reale di uno stadio di turbina assiale ad azione*  
<https://www.yumpu.com/it/document/read/17457685/cap52-turbine-assiali-vapore-corsi-di-laurea-a-distanza->

Dove, rispetto al triangolo di velocità ideale, la velocità  $w_2$  è più piccola proprio a causa del fattore  $\psi$ . In questo caso, inoltre, la velocità  $c_2$  non è più assiale. Si può dimostrare che anche in questo caso il rapporto caratteristico di funzionamento ottimale non cambia (Figura 54):



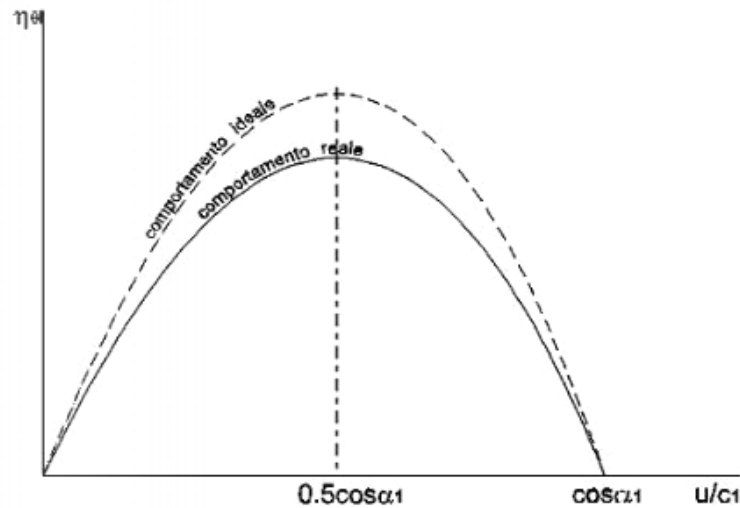


Figura 54 Confronto tra il rendimento ideale e reale di uno stadio di turbina assiale ad azione  
<https://www.yumpu.com/it/document/read/17457685/cap52-turbine-assiali-vapore-corsi-di-laurea-a-distanza->

È importante considerare che, nel caso di turbine multistadio, la velocità  $c_2$  non è una vera e propria perdita in quanto lo stadio successivo la recupererà. Questo ragionamento non vale, invece, per l'ultimo stadio. Per evidenziare questa differenza si parla allora di due rendimenti diversi:

$$\eta_{\theta i} = \frac{L_i}{h_0^0 - h_{2,is}^0}$$

Rendimento Total to Total  
(Stadio intermedio)

$$\eta_{\theta i} = \frac{L_i}{h_0^0 - h_{2,is}}$$

Rendimento Total to Static  
(Stadio singolo o ultimo stadio)

### 6.3.2 Turbina assiale a reazione

Come detto nel paragrafo precedente, in una turbina a reazione il salto di pressione avviene sia nel distributore che nella girante. Questo comporta un aumento della velocità relativa all'uscita della girante. A causa del fatto che una turbina a reazione non è parzializzabile, gli stadi a reazione non sono mai i primi. Inoltre, in questi stadi sono trascurabili le perdite per attrito ventilante e sul disco.

Per quantificare il grado di reazione esistono due formulazioni (si ipotizzi  $u_1 = u_2 = u$ ):

$$\chi = \frac{\Delta h_{is,g}}{\Delta h_{is,d} + \Delta h_{is,g}}$$

Grado di reazione termodinamico

$$= \frac{\frac{w_2^2 / \psi^2 - w_1^2}{2}}{\frac{c_1^2 / \phi^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 / \psi^2 - w_1^2}{2}}$$

$$R = \frac{\Delta h_g}{\Delta h^0} = \frac{\frac{w_2^2 - w_1^2}{2}}{\frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}}$$

Grado di reazione cinematico

Si può dimostrare che, a differenza di uno stadio ad azione, il rapporto caratteristico di funzionamento per una turbina a reazione e per una condizione ottimale di funzionamento è il doppio rispetto a quello di una turbina ad azione (Figura 55):

$$\frac{u}{c_1} = \cos \alpha_1$$

$$\eta_{\vartheta i, max} = \frac{2 * \cos^2 \alpha_1}{1 + \cos^2 \alpha_1}$$

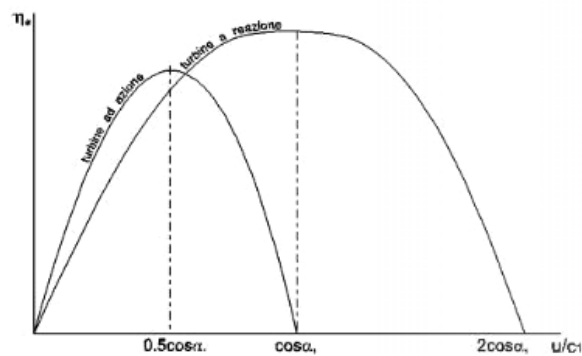


Figura 55 Confronto tra il rendimento di uno stadio ad azione e il rendimento di uno stadio a reazione di una turbina assiale

A parità di  $\alpha_1$ , il rendimento di uno stadio a reazione è maggiore del rendimento di uno stadio ad azione. Tuttavia, la condizione di  $c_2$  minima è sempre quella di velocità assiale.

Per quanto riguarda la palettatura di uno stadio a reazione, le palette del distributore e della girante sono molto simili, i canali formano un condotto convergente poiché il flusso è subsonico e i salti entalpici generati piccoli. Il fatto che uno stadio a reazione elabori salti entalpici molto piccoli rispetto ad uno ad azione, fa sì che gli stadi ad azione siano sempre i primi (zona ad alta pressione, piccola portata in volume e grandi salti entalpici).

Per quanto riguarda il funzionamento reale si può dimostrare che l'andamento simmetrico del rendimento rispetto al rapporto caratteristico di funzionamento  $u/c_1$  non cambia. Questo vuol dire che per rapporti diversi da quello ottimale, a parità di rendimento esistono due possibili rapporti  $u/c_1$  che danno luogo a due possibili triangoli di velocità (Figura 56).

## 7. Interfaccia grafica di Output

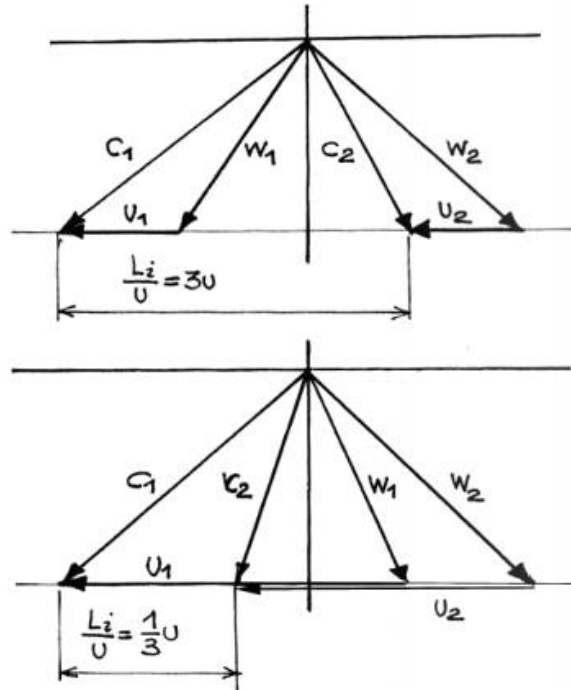


Figura 56 Possibili triangoli di velocità a  $u/c_1 = 0.5 \cos \alpha_1$  e  $u/c_1 = 1.5 \cos \alpha_1$  a parità di rendimento

Tuttavia, il lavoro elaborato è molto diverso nei due casi, nel primo caso infatti è 9 volte maggiore.

### 7.3.3 Triangoli di velocità nell'Output.exe

La turbina dell'impianto TG20B7/8 è una turbina assiale a tre stadi. Quello che si otteneva come output del PH4145 prima della decodifica e della modifica era un file di questo tipo:

```

0  MACH NO IN  OMEGA IN  PRESS S IN  T MIX IN  RHO L OUT  K OUT  R OUT  H OUT
   .1583   328.0   122.570  1831.1   1.0583   1.3664  53.986  177.72
0 ROW  INCDNCE  RHO LS  ETAL  K  R GAS  PSI  PHI  REACTION
1   .830   1.0290   1.0000  1.3289  54.004  .0000  .4196  .0000
2   8.452   1.0428   .9437  1.3368  53.997  2.7840  .4911  .2652
3  -18.162   1.0325   1.0000  1.3439  53.991  .0000  .4843  .0000
4  -15.915   1.0701   .9108  1.3515  53.989  2.4004  .5169  .4390
5   -8.994   1.0256   1.0000  1.3584  53.986  .0000  .5257  .0000
6  -10.966   1.0347   .9484  1.3635  53.986  1.4742  .5412  .3756
0 ROW  VZ  V THETA  V TH-U  C  U  OMEGA  ALPHA F  BETA F  CHOKE
1   501.1  1709.0  514.7  1781.0  1194.3  718.3  16.34  44.23  0.
2   583.8  1125.9  -62.7  1268.2  1188.6  587.1  27.41  96.13  0.
3   576.5  1394.2  203.8  1508.6  1190.4  611.4  22.46  70.53  0.
4   615.8  1227.9  36.7  1373.7  1191.3  616.9  26.63  86.59  0.
5   626.4  1170.7  -20.8  1327.8  1191.6  626.7  28.15  91.91  0.
6   644.8  899.1  -292.5  1106.4  1191.6  708.0  35.65  114.40  0.
0 ROW  DEL H T  ETA T  MACH NO.  HP  TEMP T  PRESS T  PRESS S  FLOW  HP P
1   53.044  .9423  .9236  0. 1631.1  78.05  71.25  301.21  62.
2   25.511  .8515  .6765  34072.  1528.5  59.25  55.52  307.92  566.
3   37.991  .9255  .8465  0. 1385.0  39.31  36.35  314.60  26.
4   30.046  .8353  .8039  30471.  1270.8  26.49  24.28  317.45  301.
5   27.366  .9309  .8108  0. 1166.3  18.64  16.89  320.41  19.
6   14.438  .8470  .6943  18964.  1110.7  15.00  13.14  320.97  10.

```

Figura 57 Output PH4145 per i triangoli di velocità

Oltre la mancanza di un'interfaccia e di unità di misura ISO, questa parte di generazione del file presentava degli errori concettuali nella definizioni delle velocità, che non rispecchiavano quelle reali. In seguito alla decodifica del codice e all'implementazione dell'interfaccia grafica, questi sono i triangoli di velocità per i tre stadi:

## 7. Interfaccia grafica di Output

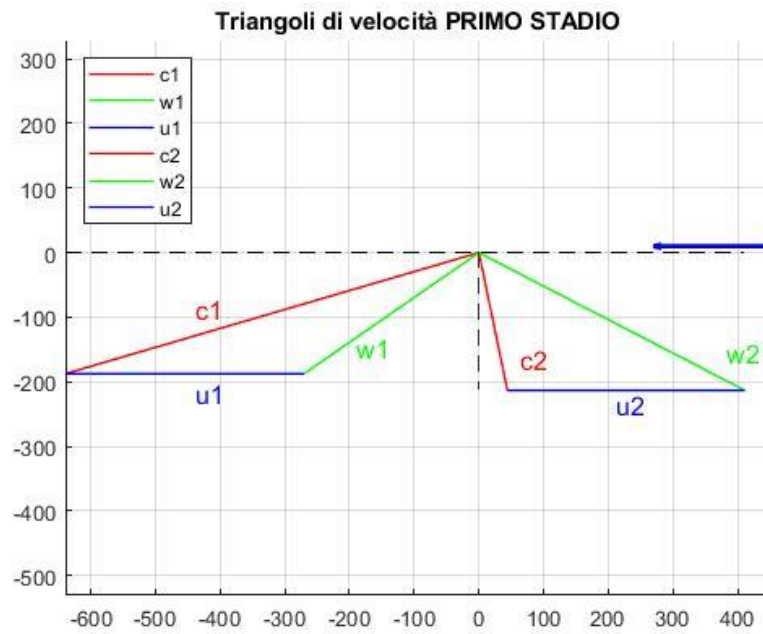


Figura 58 Triangoli di velocità Primo stadio da Output.exe

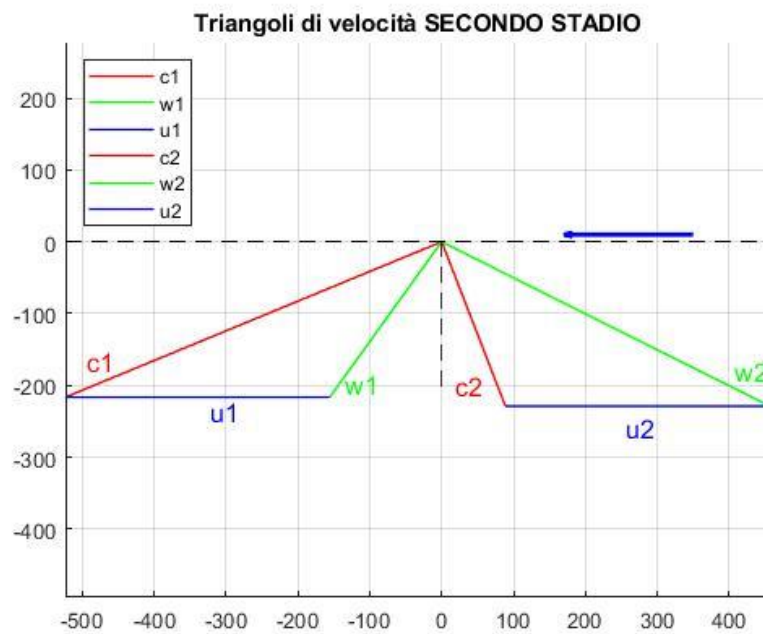


Figura 59 Triangoli di velocità Secondo stadio da Output.exe

## 7. Interfaccia grafica di Output

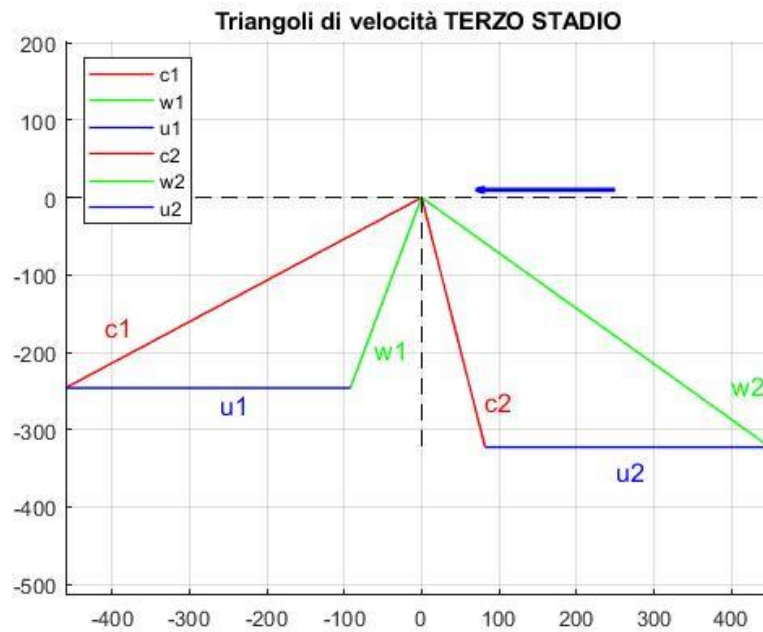


Figura 60 Triangoli di velocità Terzo stadio da Output.exe

Per avere un'idea ancora più immediata di quello che succede nelle palettature turbina, sono stati implementati anche i profili delle pale (Figura 61). Ogni pala è stata inserita all'interno del codice come composizione della curva di ventre e di dorso mediante approssimazione a partire dalle coordinate dei punti sul piano cartesiano.

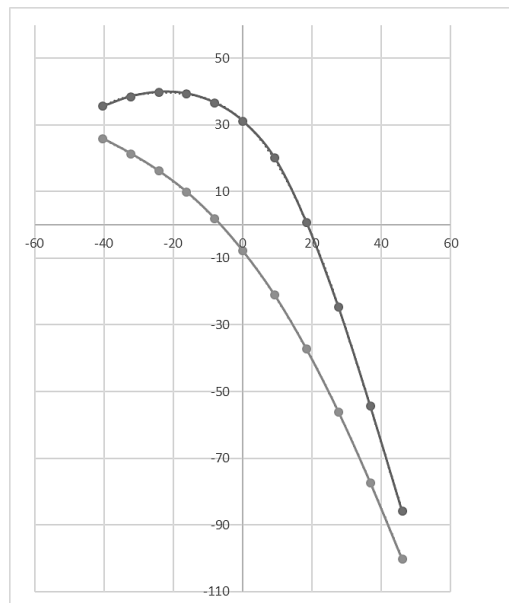


Figura 61 Curve di dorso e di ventre per il profilo del primo statore

Si riporta la pagina completa con cui l'Output.exe fa visualizzare le informazioni sul primo stadio Turbina.

7. Interfaccia grafica di Output

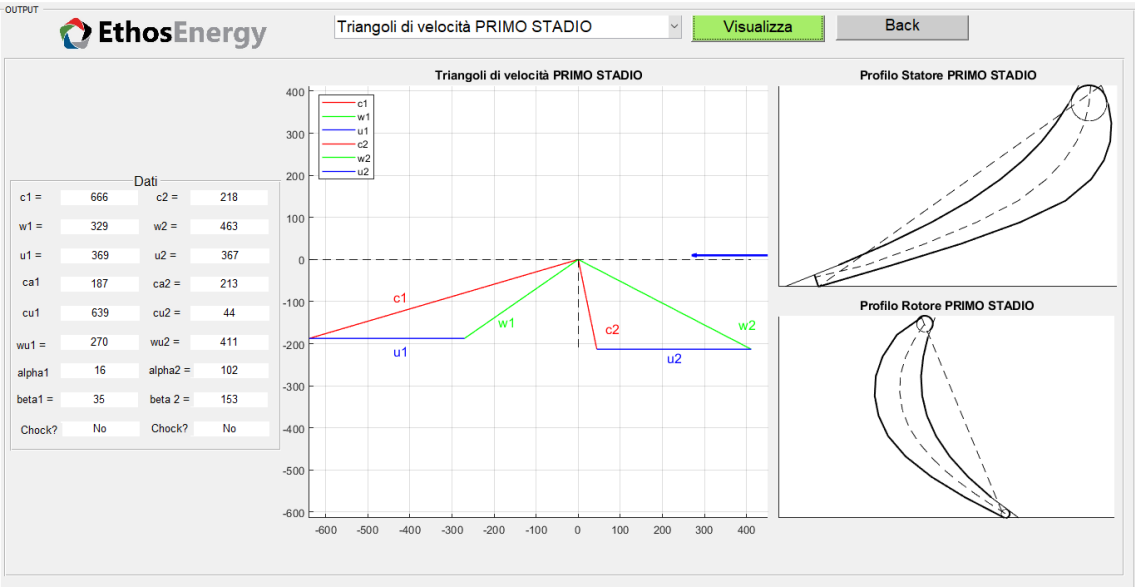


Figura 62 Pagina completa da Output.exe per i triangoli di velocità del primo stadio turbina

## 7.4 Joule Brayton Aperto

A differenza di un ciclo chiuso, il ciclo Joule Brayton aperto manca della parte di raffreddamento 4-1. Il fluido di lavoro compie le prime tre trasformazioni e poi viene scaricato all'esterno. Nel caso in cui la combustione sia interna, il fluido di lavoro non è semplicemente aria, ma in seguito alla combustione, prendono parte alle trasformazioni anche i prodotti di combustione. Dal punto di vista termodinamico, gli impianti a circuito aperto differiscono da quelli a ciclo chiuso per i valori dei calori specifici ed eventualmente per qualche difficoltà per un giusto apprezzamento della variazione della massa e delle costanti fisiche in seguito alla combustione. Il tratto 2-3 non è un semplice riscaldamento dell'aria ma deve rappresentare in questo caso una reazione di combustione, tuttavia data la difficoltà nella rappresentazione si è deciso di rappresentarla comunque come una isobara ma tenendo conto delle perdite nel combustore per la determinazione del punto 3.

### 7.4.1 Modellizzazione del ciclo Joule-Brayton aperto reale

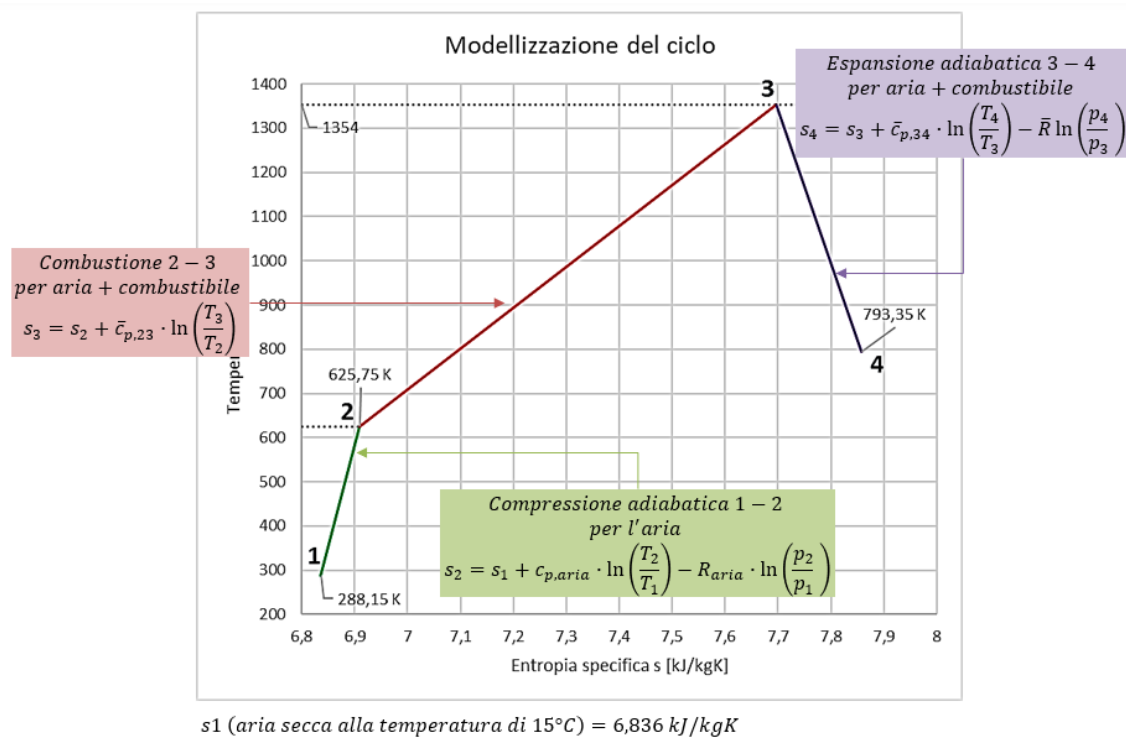


Figura 63 Trasformazioni adottate nella modellizzazione del ciclo Joule Brayton

Per la modellizzazione sono state adottate le seguenti trasformazioni (Figura 63):

- 1-2 Compressione adiabatica

$$s_2 = s_1 + c_{p,aria} \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - R_{aria} \cdot \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$$

- 2-3 Combustione isobara di aria e combustibile

## 7. Interfaccia grafica di Output

$$s_3 = s_2 + \bar{c}_{p,23} \cdot \ln\left(\frac{T_3}{T_2}\right)$$

- 3-4 Espansione adiabatica

$$s_4 = s_3 + \bar{c}_{p,34} \cdot \ln\left(\frac{T_4}{T_3}\right) - \bar{R} \ln\left(\frac{p_4}{p_3}\right)$$

- 4-1 Scarico in atmosfera

Per la stima del punto iniziale si è trovata in letteratura l'entropia specifica alla temperatura di 15°C corrispondente a  $s_0 = 6,836 \text{ kJ/kgK}$ . Per il calcolo del calore specifico a pressione costante  $c_p$  si è deciso di adottarne tre: uno per la compressione, uno per la combustione e uno per l'espansione. Il primo è il più semplice poiché, trattandosi di compressione di aria e considerandola come un gas ideale, è  $c_{p,1-2} = 1,0045 \text{ kJ/kgK}$ .

Le composizioni chimiche considerate sono quelle del Gas 105, il quale possiede le seguenti caratteristiche per le tre trasformazioni:

| Combustibile gassoso                       | O2      | CO2     | H2O     | SO2 | N2      | A       |
|--------------------------------------------|---------|---------|---------|-----|---------|---------|
| Tipica composizione aria (1-2)             | 0,23186 | 0       | 0       | 0   | 0,75462 | 0,01352 |
| Tipica composizione ingresso turbina (2-3) | 0,11924 | 0,0736  | 0,06409 | 0   | 0,73003 | 0,01305 |
| Tipica composizione scarico (3-4)          | 0,14245 | 0,05823 | 0,05203 | 0   | 0,73417 | 0,01313 |

Tabella 2 Composizioni chimiche delle specie presenti sui tre tratti del ciclo Joule Brayton

Per quanto riguarda il tratto 2-3 di combustione, sono stati trovati i valori delle entalpie specifiche di riferimento (J. H. KEENAN & J. KAYE Thermodynamic Properties of Air, 1948) considerando combustione completa (caso 'Products-400%Theoretical Air for one pound mole') tenendo conto sia della composizione molare delle specie presenti nelle tre trasformazioni sia delle temperature a cui si trovano. Sono stati stimati i valori dei calori specifici a p costante per il combustibile tramite la formula:

$$c_{pi} = \frac{h_2 - h_1}{T_2 - T_1}$$

| Punto | T (K)  | h (BTU/lbmol) | h (kJ/kgmol) | $c_{pi}$ (kJ/kgmolK)       |
|-------|--------|---------------|--------------|----------------------------|
| 2     | 625,75 | 268,76        | 625,13       |                            |
| 3     | 1354   | 723,99        | 1684         | $c_{pi,2-3}$<br>= 1,453992 |
| 4     | 793,35 | 267,34        | 621,83       | $c_{pi,3-4} = 1,894533$    |

Tabella 3 Entalpie specifiche di riferimento e calori specifici medi nei punti 2,3,4  
J. H. KEENAN & J. KAYE Thermodynamic Properties of Air, 1948



## 7. Interfaccia grafica di Output

Affinchè la combustione sia completa il combustibile deve essere miscelato con una parte di  $kg_{aria}$  che deve essere 4,31 volte  $kg_{ossigeno}$ . Considerato questo, i calori specifici medi a pressione costante per i due tratti sono:

$$\bar{c}_{p,23} \approx 1,020 \text{ kJ/kgK}$$

$$\bar{c}_{p,34} \approx 1,103 \text{ kJ/kgK}$$

La stessa cosa è stata fatta per la costante universale dei gas. Per l'aria (tratto 1-2) è stata assunto  $R = 287 \text{ J/kgK}$  mentre per il tratto 3-4 è stato assunto un R medio pari a:

$$\bar{R} \approx 310 \text{ J/kgK}$$

Questo è stato calcolato considerando le costanti universali specifiche per le singole specie e le composizioni molari di aria e combustibile nell'ipotesi di combustione completa. Per il tratto 2-3 non si è calcolato R in quanto la trasformazione è stata considerata isobara. Inoltre, sono state aggiunte le isobare. Se ne riportano alcune a titolo di esempio (Figura 64, Figura 65 e Figura 66) in quanto queste sono state calcolate considerando come costante universale dei gas quella dell'aria e questo non è attendibile per le trasformazioni di combustione ed espansione, le quali dovrebbero essere rappresentate su piani cartesiani separati.

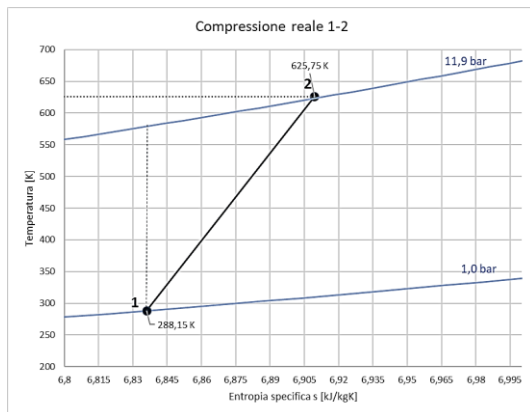


Figura 64 Trasformazione di compressione 1-2 e isobare

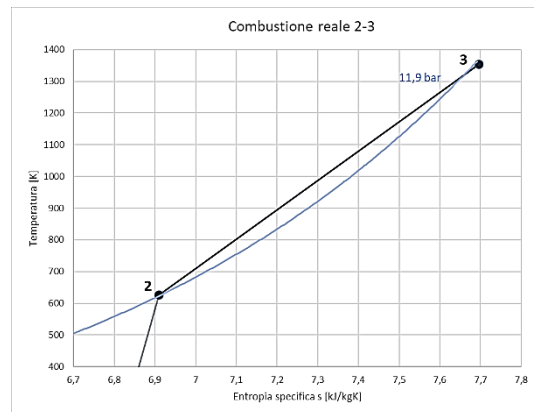


Figura 65 Trasformazione di combustione 2-3 e isobare

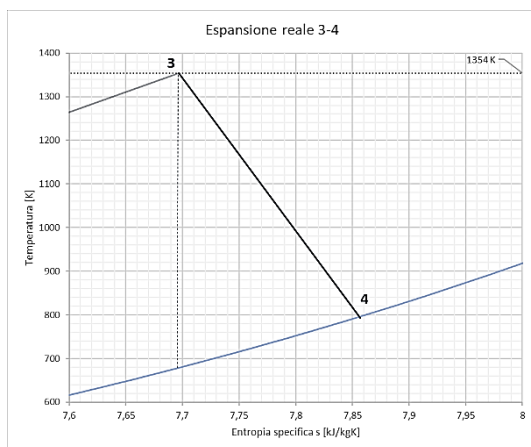


Figura 66 Trasformazione di espansione 3-4 e isobare

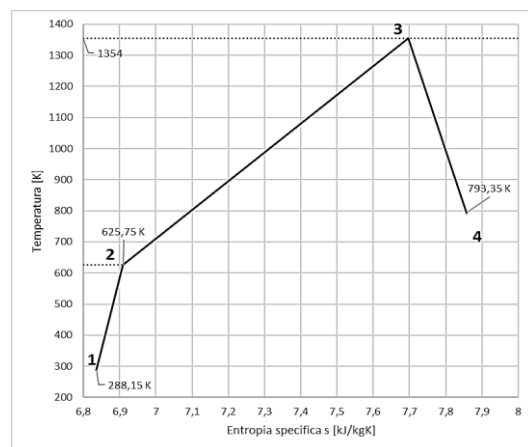


Figura 67 Ciclo reale aperto completo

## 7.5 Script

### 7.5.1 Script principale

```
function varargout = OutputGUI(varargin)
gui_Singleton = 1;
gui_State = struct('gui_Name',       mfilename, ...
                  'gui_Singleton',   gui_Singleton, ...
                  'gui_OpeningFcn', @OutputGUI_OpeningFcn, ...
                  'gui_OutputFcn',  @OutputGUI_OutputFcn, ...
                  'gui_LayoutFcn',  [] , ...
                  'gui_Callback',    []);
if nargin && ischar(varargin{1})
    gui_State.gui_Callback = str2func(varargin{1});
end

if nargout
    [varargout{1:nargout}] = gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
else
    gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
end
function OutputGUI_OpeningFcn(hObject, eventdata, handles, varargin)
axes(handles.axes1);
imshow('Ethos2.jpg');
global a z;
a=1;
z=1;
Reading(handles);
% Choose default command line output for OutputGUI
handles.output = hObject;
% Update handles structure
guidata(hObject, handles);
function varargout = OutputGUI_OutputFcn(hObject, eventdata, handles)
% Get default command line output from handles structure
varargout{1} = handles.output;
% SET CONDIZIONI AMBIENTE.
function uipanel4_SelectionChangedFcn(hObject, eventdata, handles)
global filename;
global TDB1 FUNZ1;
switch get(eventdata.NewValue, 'Tag')
case 'cond1'
    filename = 'Primacondizioneambiente.txt';
    %curva di funzionamento compressore
    A=fileread('Output.txt');
    k = strfind(A,'G EXH');
    A(1:k(1)+5)=NaN;
    A(k(1)+660:end)=NaN;
    fid = fopen('Output3.txt','w');
    fprintf(fid,'%s',A); %curva di funzionamento
    A=fileread('Output.txt');
    k = strfind(A,'G EXH');
    A(1:k(1)-350)=NaN;
    A(k(1)-340:end)=NaN;
    TDB1 = str2double(A); %temperatura ambiente
case 'cond2'
    filename = 'Secondacondizioneambiente.txt';
    %curva di funzionamento compressore
    A=fileread('Output.txt');
    k = strfind(A,'G EXH');
```

## 7. Interfaccia grafica di Output

---

```
A(1:k(2)+5)=NaN;
A(k(2)+660:end)=NaN;
fid = fopen('Output3.txt','w');
fprintf(fid,'%s',A);
A=fileread('Output.txt');
k = strfind(A,'G EXH');
A(1:k(2)-350)=NaN;
A(k(2)-340:end)=NaN;
TDB1 = str2double(A);
case 'cond3'
    filename = 'Terzacondizioneambiente.txt';
    A=fileread('Output.txt');
    k = strfind(A,'G EXH');
    A(1:k(5)+5)=NaN;
    A(k(5)+660:end)=NaN;
    fid = fopen('Output3.txt','w');
    fprintf(fid,'%s',A);
    A=fileread('Output.txt');
    k = strfind(A,'G EXH');
    A(1:k(5)-350)=NaN;
    A(k(5)-340:end)=NaN;
    TDB1 = str2double(A);
case 'cond4'
    filename = 'Quartacondizioneambiente.txt';
    A=fileread('Output.txt');
    k = strfind(A,'G EXH');
    A(1:k(4)+5)=NaN;
    A(k(4)+660:end)=NaN;
    fid = fopen('Output3.txt','w');
    fprintf(fid,'%s',A);
    A=fileread('Output.txt');
    k = strfind(A,'G EXH');
    A(1:k(4)-350)=NaN;
    A(k(4)-340:end)=NaN;
    TDB1 = str2double(A);
case 'cond5'
    filename = 'Quintacondizioneambiente.txt';
    A=fileread('Output.txt');
    k = strfind(A,'G EXH');
    A(1:k(5)+5)=NaN;
    A(k(5)+660:end)=NaN;
    fid = fopen('Output3.txt','w');
    fprintf(fid,'%s',A);
    A=fileread('Output.txt');
    k = strfind(A,'G EXH');
    A(1:k(5)-350)=NaN;
    A(k(5)-340:end)=NaN;
    TDB1 = str2double(A);
otherwise
    filename = 'Primacondizioneambiente.txt';
    %curva di funzionamento compressore
    A=fileread('Output.txt');
    k = strfind(A,'G EXH');
    A(1:k(1)+5)=NaN;
    A(k(1)+660:end)=NaN;
    fid = fopen('Output3.txt','w');
    fprintf(fid,'%s',A);
    A=fileread('Output.txt');
    k = strfind(A,'G EXH');
    A(1:k(1)-350)=NaN;
    A(k(1)-340:end)=NaN;
```

## 7. Interfaccia grafica di Output

---

```
TDB1 = str2double(A);
end
Upload(handles);
% SET SCHEDE DI CARICO 1
function uipanel3_SelectionChangedFcn(hObject, eventdata, handles)
global M1_2 M2_2 M3_2 M4_2 M5_2 M6_2 z;
Upload(handles);
global Output1
switch get(eventdata.NewValue, 'Tag')
    case 'carico1'
        Output1 =M1_2;
        z=1;
    case 'carico2'
        Output1 =M2_2;
        z=2;
    case 'carico3'
        Output1 =M3_2;
        z=3;
    case 'carico4'
        Output1 =M4_2;
        z=4;
    case 'carico5'
        Output1 =M5_2;
        z=5;
    case 'carico6'
        Output1 =M6_2;
        z=6;
    otherwise
        Output1 =M1_2;
        z=1;
end
%VAI.
function VAI_Callback(hObject, eventdata, handles)
set(handles.uipanel2, 'Visible', 'off');
%Menu a tendina.
function popupmenu1_Callback(hObject, eventdata, handles)
handles.dati.selezione = get(handles.popupmenu1, 'Value');
global a
switch handles.dati.selezione
    case 1
        a=1;
    case 2
        a=2;
    case 3
        a=3; %primo stadio
    case 4
        a=4;
    case 5
        a=5;
    case 6
        a=6;
    otherwise
end
function popupmenu1_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
if ispc && isequal(get(hObject, 'BackgroundColor'),
get(0, 'defaultUiControlBackgroundColor'))
    set(hObject, 'BackgroundColor', 'white');
end
% Visualizza.
function Visualizza_Callback(hObject, eventdata, handles)
global a;
```

```
switch a
    case 1
set(handles.axes3, 'Visible', 'off');
set(handles.axes2, 'Visible', 'on');
set(handles.axes4, 'Visible', 'off');
set(handles.axes5, 'Visible', 'off');
set(handles.dati1, 'Visible', 'off');
set(handles.axes6, 'Visible', 'off');
set(handles.axes7, 'Visible', 'off');
set(handles.dati2, 'Visible', 'on');
set(handles.dati3, 'Visible', 'off');
axes(handles.axes2);
Compressore(handles);
Plot1(handles);
    case 2
set(handles.axes2, 'Visible', 'off');
set(handles.axes3, 'Visible', 'on');
set(handles.axes4, 'Visible', 'off');
set(handles.axes5, 'Visible', 'off');
set(handles.dati1, 'Visible', 'off');
set(handles.axes6, 'Visible', 'off');
set(handles.axes7, 'Visible', 'off');
set(handles.dati2, 'Visible', 'on');
set(handles.dati3, 'Visible', 'off');
axes(handles.axes3);
Compressore(handles);
Plot2(handles);
    case 3
set(handles.axes2, 'Visible', 'off');
set(handles.axes3, 'Visible', 'off');
set(handles.axes4, 'Visible', 'on');
set(handles.axes5, 'Visible', 'off');
set(handles.axes6, 'Visible', 'off');
set(handles.axes7, 'Visible', 'off');
set(handles.dati3, 'Visible', 'off');
set(handles.dati1, 'Visible', 'on');
set(handles.dati2, 'Visible', 'off');
axes(handles.axes4);
Primostadio(handles);
    case 4
set(handles.axes2, 'Visible', 'off');
set(handles.axes3, 'Visible', 'off');
set(handles.axes4, 'Visible', 'off');
set(handles.axes5, 'Visible', 'on');
set(handles.axes6, 'Visible', 'off');
set(handles.axes7, 'Visible', 'off');
set(handles.dati3, 'Visible', 'off');
set(handles.dati1, 'Visible', 'on');
set(handles.dati2, 'Visible', 'off');
axes(handles.axes5);
Secondostadio(handles);
    case 5
set(handles.axes2, 'Visible', 'off');
set(handles.axes3, 'Visible', 'off');
set(handles.axes4, 'Visible', 'off');
set(handles.axes5, 'Visible', 'off');
set(handles.axes6, 'Visible', 'on');
set(handles.axes7, 'Visible', 'off');
set(handles.dati3, 'Visible', 'off');
set(handles.dati1, 'Visible', 'on');
set(handles.dati2, 'Visible', 'off');
```

```

axes(handles.axes6);
Terzostadio (handles);
    case 6
set(handles.axes2, 'Visible', 'off');
set(handles.axes3, 'Visible', 'off');
set(handles.axes4, 'Visible', 'off');
set(handles.axes5, 'Visible', 'off');
set(handles.axes6, 'Visible', 'off');
set(handles.axes7, 'Visible', 'on');
set(handles.dati1, 'Visible', 'off');
set(handles.dati3, 'Visible', 'on');
set(handles.dati2, 'Visible', 'off');
axes(handles.axes7);
JouleBrayton (handles);
    otherwise
end
% Back.
function Back_Callback(hObject, eventdata, handles)
set(handles.uipanel2, 'Visible', 'on');
set([handles.carico1;handles.carico2; handles.carico3;
    handles.carico4; handles.carico5;handles.carico6], 'Value', 0);
set([handles.cond1;handles.cond2; handles.cond3;
    handles.cond4; handles.cond5], 'Value', 0);
end

```

### 7.5.2 Script Mappa compressore

```

function Compressore (handles)
%Import dei dati
global TDB1;
op=fopen('Mappa_compressore.txt');
map=textscan(op, '%f %f %f %f');
mappa_compressore.b=map{1};
mappa_compressore.N=map{2};
mappa_compressore.m=map{3};
mappa_compressore.r=map{4};
fclose(op);
%Mappa compressore
global x y z N x3 y3 z3 N3;
x=mappa_compressore.m.*0.454;
y=mappa_compressore.b;
z=mappa_compressore.r;
N=mappa_compressore.N;
%% Curva di funzionamento
opts = delimitedTextImportOptions("NumVariables", 11);
opts.DataLines = [2, 6];
opts.Delimiter = " ";
opts.VariableNames = ["VarName1", "VarName2", "VarName3", "VarName4",
"VarName5", "VarName6", "VarName7", "VarName8", "VarName9",
"VarName10", "VarName11"];
opts.VariableTypes = ["double", "double", "double", "double",
"double", "double", "double", "double", "double", "double", "double"];
opts.ExtraColumnsRule = "ignore";
opts.EmptyLineRule = "read";
opts.ConsecutiveDelimitersRule = "join";
opts.LeadingDelimitersRule = "ignore";
Output3 = readtable("Output3.txt", opts);
Output3 = table2array(Output3);
clear opts
y3=Output3(:,1);

```

---

```
N3=Output3(:,2);
Correzione=0.454.*sqrt(((TDB1-32)*5/9)+273.15)./299.85);
x3=Output3(:,3).*Correzione;
z3=Output3(:,4);
end
```

## 8. Utilizzo del software in applicazioni reali

### 8.1 Validazione del modello di termoregolazione

È stato necessario validare il modello fornito dal PH 4145 cercando di ottenere i più bassi scostamenti possibili rispetto ai dati di targa ufficiali. La validazione del modello di termoregolazione è stata fatta per due motivi:

- Verificare l'effettiva efficacia dell'algoritmo implementato sul PH4145;
- Ottenere un'analisi delle performance dell'impianto in condizioni di progetto il più vicina possibile a quella reale in modo da poter avere una base di dati per i confronti successivi.

Si riportano di seguito i dati di targa per un impianto di turbina a gas TG20B7/8 monoalbero per azionamento di generatori elettrici in servizio *base load*:

| Prestazioni alla flangia turbina                                                          |              |
|-------------------------------------------------------------------------------------------|--------------|
| Condizioni di riferimento                                                                 |              |
| Temperatura ingresso compressore                                                          | 288,15 K     |
| Pressione ambiente                                                                        | 101325 Pa    |
| Umidità relativa                                                                          | 60 %         |
| Pressione totale all'aspirazione (flangia compressore)                                    | 101325 Pa    |
| Pressione totale allo scarico (flangia turbina)                                           | 101325 Pa    |
| <b>Monoalbero per azionamento di generatori elettrici servizio BASE LOAD<br/>TG20B7/8</b> |              |
| Potenza nominale (HP NET)                                                                 | 39410 kW     |
| Potenza massima                                                                           | 47000 kW     |
| Efficienza PCI                                                                            | 30,7 %       |
| Consumo specifico (HR NET)                                                                | 11740 kJ/kWh |
| Velocità di rotazione                                                                     | 4918 rpm     |



## 8. Utilizzo del software in applicazioni reali

|                                                    |          |
|----------------------------------------------------|----------|
| TIR (Temperatura ingresso turbina dopo primo vane) | 1317 K   |
| Texh                                               | 793 K    |
| Gexh (Portata uscita turbina)                      | 162 kg/s |

*Tabella 4 Dati di targa impianto turbogas modello TG20B7/8*

Inoltre, è stato necessario adottare delle ipotesi per alcuni dati che il programma chiede in ingresso, di seguito ne viene riportata una tabella.

| <b>Ipotesi adottate</b>                                                                      |             |
|----------------------------------------------------------------------------------------------|-------------|
| Combustibile gassoso                                                                         |             |
| Potere calorifico inferiore del combustibile                                                 | 41598 kJ/kg |
| Rapporto tra le pressioni totali all'inizio e alla fine del condotto di ingresso compressore | 1,0059      |
| No rigenerazione                                                                             |             |
| Rapporto tra le pressioni totali all'ingresso e all'uscita dal combustore                    | 1,04        |
| $p_2/p_3$                                                                                    |             |
| $\eta_{GEN}$                                                                                 | 0,98        |
| $\eta_{RID}$                                                                                 | 0,98        |
| Rendimento isoentropico compressore (entrambi)                                               | 0,84        |
| Rendimento isentropico turbina basato sulle pressioni                                        | 0,986       |
| Rendimento isentropico turbina basato sulle potenze                                          | 0,965       |
| Fattore di aggiustamento fattore di Stodola                                                  | 0,946       |

*Tabella 5 Tabella delle ipotesi adottate in Input*

Il potere calorifico inferiore è stato stimato a partire dalla composizione chimica del combustibile scelto e sommando i poteri calorifici delle singole specie chimiche in proporzione alle rispettive frazioni molari. È stata stimata una perdita di pressione nel condotto di ingresso compressore in base al diametro del condotto, la lunghezza e la rugosità ed è stata ipotizzata una perdita di pressione tra uscita e ingresso combustore del 4%. I rendimenti del generatore e del riduttore sono stati impostati al 98%. Il rendimento isoentropico del compressore è stato ipotizzato a 0,84. FFKFF è il fattore di aggiustamento del coefficiente di Stodola ed è quello che si inserisce nell'algoritmo di base del PH4145. FETAP e FETAT sono i fattori di aggiustamento dell'efficienza turbina. Questi ultimi tre fattori sono stati modificati perché la loro influenza nei calcoli verte principalmente sull'Heat Rate (HR), sulla potenza e sulla temperatura di exhaust.

|                            | <b>Risultati ottenuti</b> | <b>Scostamenti</b> |
|----------------------------|---------------------------|--------------------|
| Potenza nominale (HP NET)  | 39479 kW                  | 0,18%              |
| Efficienza PCI             | 30,6 %                    | -0,3%              |
| Consumo specifico (HR NET) | 11750 kJ/kWh              | 0,09%              |
| Gexh (G4)                  | 161,9 kg/s                | -0,1%              |

*Tabella 6 Risultati ottenuti dall'applicazione del modello e scostamenti dai dati di targa*

Gli scostamenti ottenuti applicando il modello di termoregolazione implementato sul PH4145 rispetto ai dati di targa sono molto bassi.

Per sicurezza sono stati, tuttavia, analizzati anche gli scostamenti dei dati ottenuti col modello rispetto ai dati sperimentali. Si riporta di seguito (Figura 68) la curva

sperimentale di variazione della temperatura dei gas di scarico (uscita turbina) al variare della pressione di mandata del compressore  $p_2$ , ipotizzando  $T_3$  costante e  $p_1$  costante e pari a 760mmHg. L'andamento riscontrato è decrescente e sostanzialmente lineare.

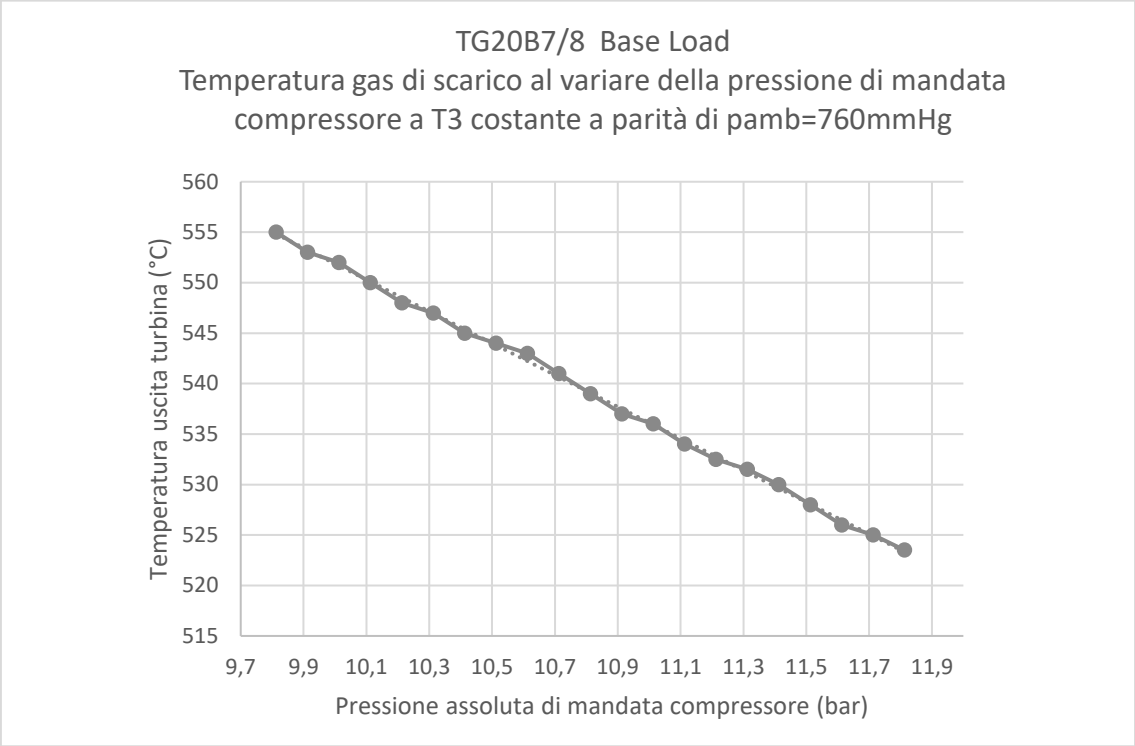


Figura 68 Curva sperimentale di variazione di  $T_4$  in funzione di  $p_2$  assoluta

| $p_2$ (kg/cm <sup>2</sup> ) | $T_4$ (°C) | $p_2$ (kg/cm <sup>2</sup> ) | $T_4$ (°C) |
|-----------------------------|------------|-----------------------------|------------|
| 9,813                       | 555        | 9,60                        | 561,3      |
| 9,913                       | 553        | 9,95                        | 553,2      |
| 10,013                      | 552        | 10,27                       | 546,3      |
| 10,113                      | 550        | 10,57                       | 540,5      |
| 10,213                      | 548        | 10,84                       | 535,5      |
| 10,313                      | 547        | 11,08                       | 531,3      |
| 10,413                      | 545        | 11,29                       | 527,9      |
| 10,513                      | 544        | 11,48                       | 525        |
| 10,613                      | 543        | 11,66                       | 522,5      |
| 10,713                      | 541        | 11,84                       | 520,2      |

Tabella 7 Tabella dei valori di  $T_4$  e  $p_2$

## 8. Utilizzo del software in applicazioni reali

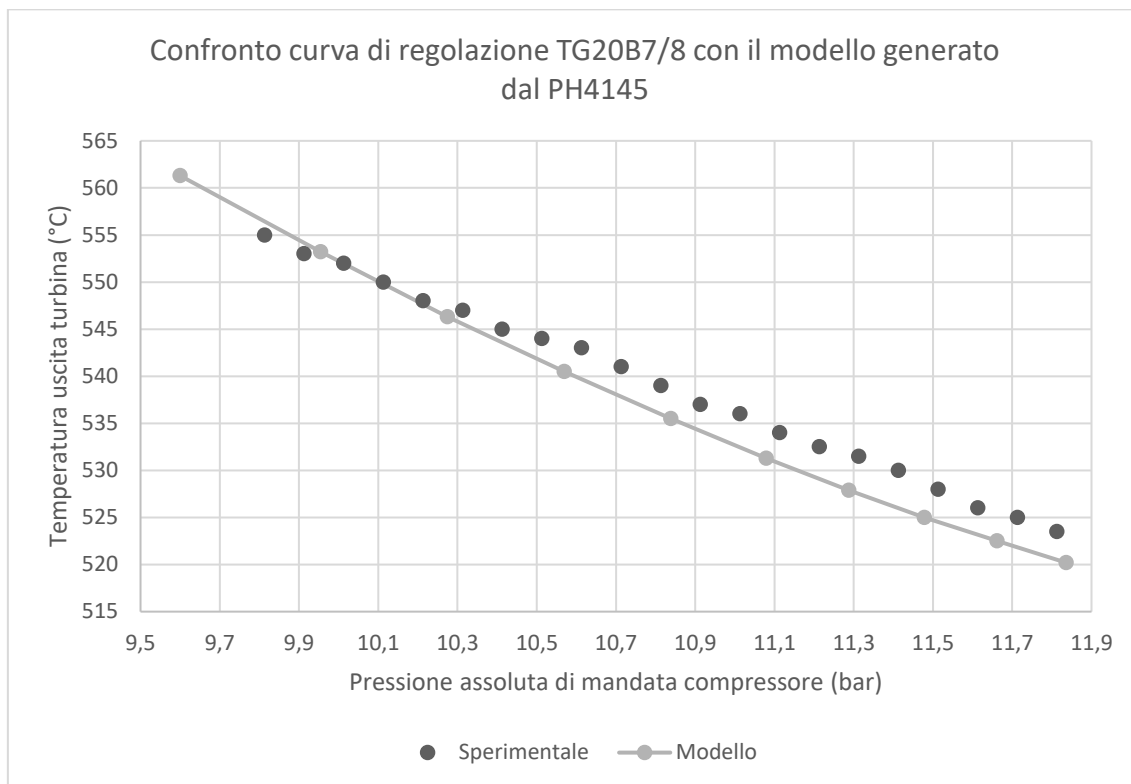


Figura 69 Confronto tra i dati sperimentali e i dati ottenuti col modello di termoregolazione

In Figura 69 sono stati riportati i dati sperimentali e la curva generata dal modello per la variazione di temperatura in uscita turbina in funzione della pressione di mandata compressore. L'andamento della curva si avvicina molto a quello dei dati sperimentali e come si può vedere in Figura 70 non supera mai l'1%.

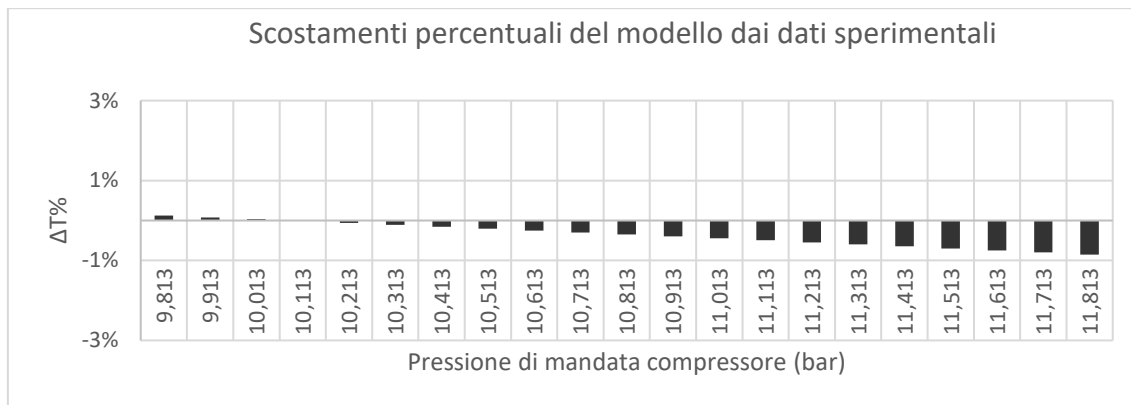


Figura 70 Variazione percentuale di temperatura tra il modello e i dati sperimentali

In seguito alle considerazioni fatte dopo aver confrontato il modello sia con i dati di targa che con i dati sperimentali, si è ritenuta attendibile la modellizzazione di termoregolazione.

## 8.2 Termoregolazione di impianti di turbine a gas

### 8.2.1 Termoregolazione dell'impianto TG20/B78 di Duino

Il programma si presta molto bene ad analisi di termoregolazione per impianti che si trovano a lavorare in condizioni diverse da quelle di progetto. Per fare ciò, è necessario che la modellizzazione del fenomeno fisico sia il più vicina possibile a ciò che succede nella realtà ad un impianto turbogas che lavora in condizioni ambiente variabili durante l'anno.

L'analisi che segue ha voluto fare riferimento a una condizione di fuori progetto in cui, ipotizzando la pressione ambiente costante, la temperatura in ingresso turbina varia dalla in un range di temperature  $\Delta T = -2 \div 45^\circ\text{C}$ . L'obiettivo è quello di mantenere la temperatura ingresso turbina  $T_3$  costante, valutando contemporaneamente il modello realizzato per il ciclo Joule-Brayton. Per questo scopo si presta bene uno degli impianti Ethos che si trova a Duino, in provincia di Trieste.

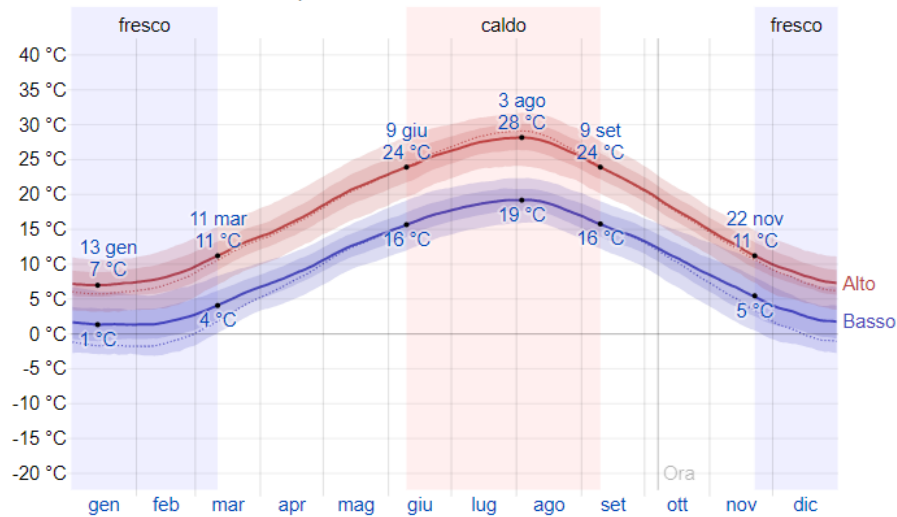


Figura 71 Andamento medio annuale delle temperature minima e massima a Duino, Trieste, Italia.

Come spiegato nel 7.2.1 Matching con la caratteristica della turbina in cui viene descritta la caratteristica del compressore e il matching con la caratteristica della turbina, quest'ultima è funzione della temperatura ingresso turbina  $T_3$ , secondo la formula:

$$\beta = \frac{1}{\Gamma} \frac{1 + \alpha}{\alpha} \eta_{\pi b} \sqrt{\frac{T_3}{T_1}} \frac{G \sqrt{T_1}}{p_1}$$

Questo vuol dire che, ipotizzando costante  $T_3$ , la caratteristica non cambia né in pendenza né nel punto di tangenza critico-subcritico  $\beta_{cr}$ , poiché non cambia il rapporto delle pressioni critico. Tuttavia, all'aumentare di  $T_1$ , il numero di giri corretto diminuisce causando uno spostamento del punto di funzionamento sulla caratteristica della turbina verso portate corrette più basse. Nello specifico in Figura 72 vengono rappresentati i due punti di funzionamento a temperature di aspirazione di  $15^\circ\text{C}$  e  $45^\circ\text{C}$  e l'area compresa tra i due per tutti gli altri punti intermedi.

## 8. Utilizzo del software in applicazioni reali

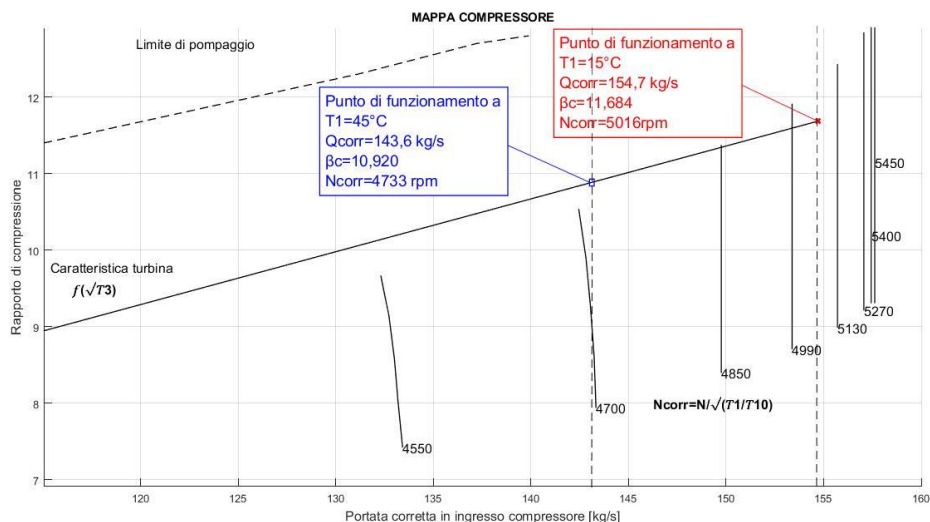


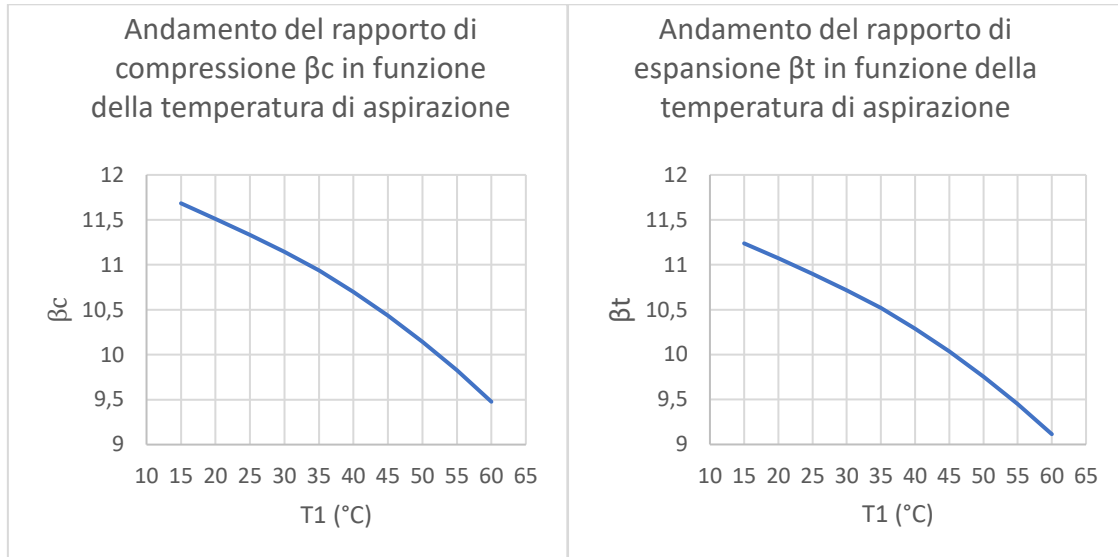
Figura 72 Matching delle caratteristiche di compressore e turbina a temperatura di aspirazione di 15°C e 45°C

Quello che si ottiene dalla modellizzazione del PH4145 mantenendo costante la pressione in ingresso compressore a 1 atm e la temperatura ingresso turbina  $T_{1T}$  facendo variare la temperatura  $T_1$  è riportato nella tabella seguente.

| T1 (°C) | $\beta_c$ | P2 (bar) | P3 (bar) | $\beta_t$ | T3 (°C) | T4 (°C) | T2 (°C) |
|---------|-----------|----------|----------|-----------|---------|---------|---------|
| 2       | 12,117    | 12,27    | 11,80    | 11,65     | 1080,3  | 514,7   | 337,7   |
| 4       | 12,053    | 12,21    | 11,743   | 11,59     | 1080,3  | 515,4   | 339,8   |
| 6       | 11,99     | 12,15    | 11,68    | 11,53     | 1080,3  | 516,2   | 342,2   |
| 8       | 11,92     | 12,07    | 11,62    | 11,47     | 1080,3  | 517,0   | 344,5   |
| 10      | 11,86     | 12,01    | 11,55    | 11,40     | 1080,3  | 517,8   | 346,8   |
| 12      | 11,79     | 11,94    | 11,49    | 11,34     | 1080,3  | 518,7   | 349,1   |
| 15      | 11,684    | 11,84    | 11,384   | 11,24     | 1080,4  | 520,2   | 352,6   |
| 20      | 11,512    | 11,66    | 11,216   | 11,07     | 1080,3  | 522,5   | 358     |
| 25      | 11,331    | 11,48    | 11,039   | 10,90     | 1080,4  | 525     | 363,7   |
| 30      | 11,143    | 11,29    | 10,857   | 10,72     | 1080,4  | 527,9   | 369,3   |
| 35      | 10,937    | 11,08    | 10,656   | 10,52     | 1080,3  | 531,3   | 374,6   |
| 40      | 10,699    | 10,84    | 10,424   | 10,29     | 1080,3  | 535,5   | 379,2   |
| 45      | 10,434    | 10,57    | 10,166   | 10,03     | 1080,3  | 540,5   | 383,3   |
| 50      | 10,143    | 10,27    | 9,882    | 9,76      | 1080,3  | 546,3   | 386,6   |
| 55      | 9,827     | 9,95     | 9,575    | 9,45      | 1080,2  | 553,2   | 389,1   |

Tabella 8 Dati di termoregolazione da PH4145 per variazione della temperatura ambiente tra 15 a 60 °C a parità di temperatura ingresso turbina

Come si può vedere nelle figure successive, la termoregolazione a temperatura più alta di quella di progetto comporta una diminuzione del rapporto di compressione e del rapporto di espansione. Questo vuol dire che a parità di pressione iniziale, la pressione in uscita dal compressore diminuisce. Di contro, la temperatura in uscita dal compressore e in uscita turbina aumenta.



Per quanto riguarda i lavori di compressione e di espansione, questi sono dati dalle formule:

$$L_t = c_p T_3 \left( 1 - \frac{1}{\beta_t^{\frac{k-1}{k} \eta_{yt}}} \right)$$

$$L_c = c_p T_1 \left( \beta_c^{\frac{k-1}{k} \eta_{yc}} - 1 \right)$$

Quello che dovrebbe succedere ai due lavori è:

- Una diminuzione del lavoro di espansione perché dipende dal rapporto di espansione  $\beta_t$  che sta diminuendo;
- Un aumento del lavoro di compressione perché, sebbene  $\beta_c$  stia diminuendo, la dipendenza dalla  $T_1$  è più forte.

## 8. Utilizzo del software in applicazioni reali

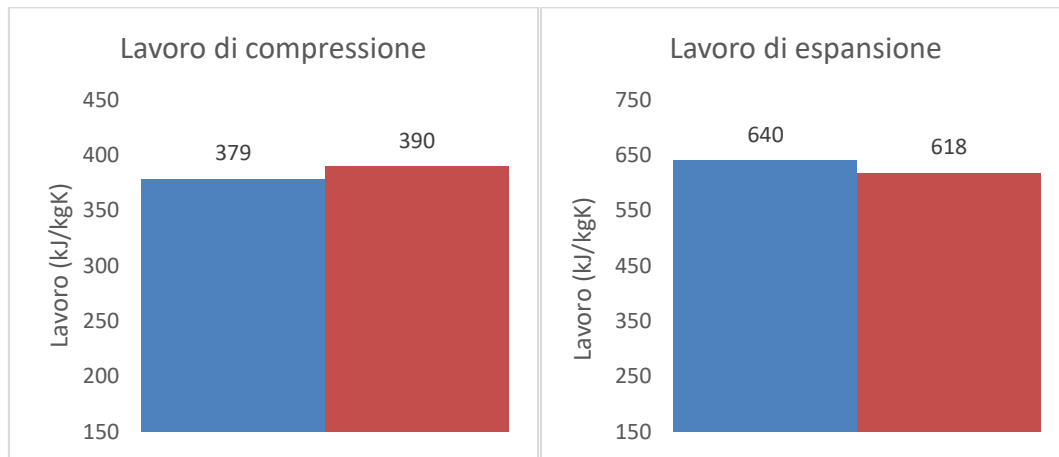


Figura 73 Lavori di compressione ed espansione a  $T_l=15^\circ\text{C}$  e  $T_l=45^\circ\text{C}$

In Figura 73 sono stati rappresentati gli andamenti dei lavori di compressione ed espansione ottenuti col modello, i quali rispettano le previsioni precedenti e presentano scostamenti rispettivamente del +3% e del -3%. Si riportano, inoltre, (Figura 74) gli andamenti del lavoro utile e del rendimento globale dell'impianto calcolati come:

$$L_u = \eta_o \left( \frac{1 + \alpha}{\alpha} L_t - L_c \right)$$

$$\eta_g = \frac{P_u}{G_f H_i}$$

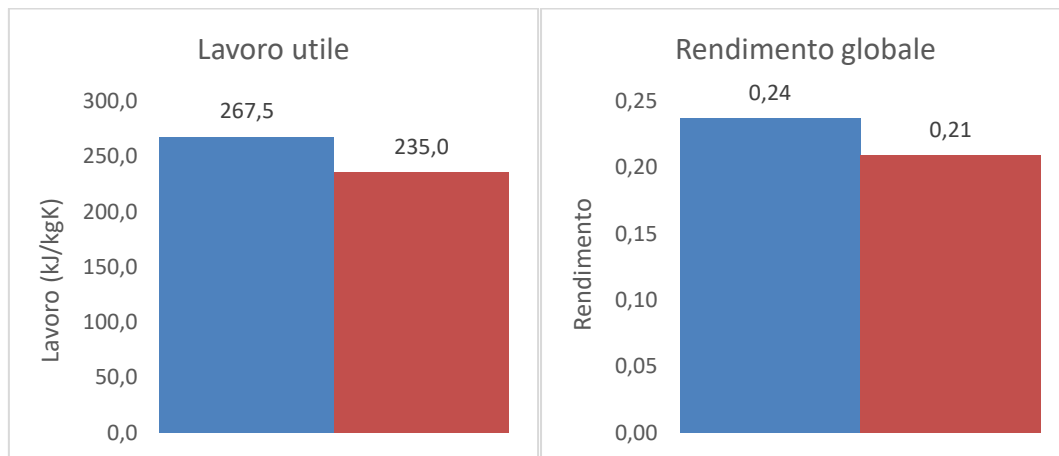


Figura 74 Lavoro utile e rendimento globale dell'impianto a  $T_l=15^\circ\text{C}$  e  $T_l=45^\circ\text{C}$

In conclusione, il lavoro utile e di conseguenza la potenza utile sono diminuiti del 12% in quanto entrambi i lavori hanno influito negativamente. In definitiva il rendimento globale è diminuito ma solo di 0,03 punti.

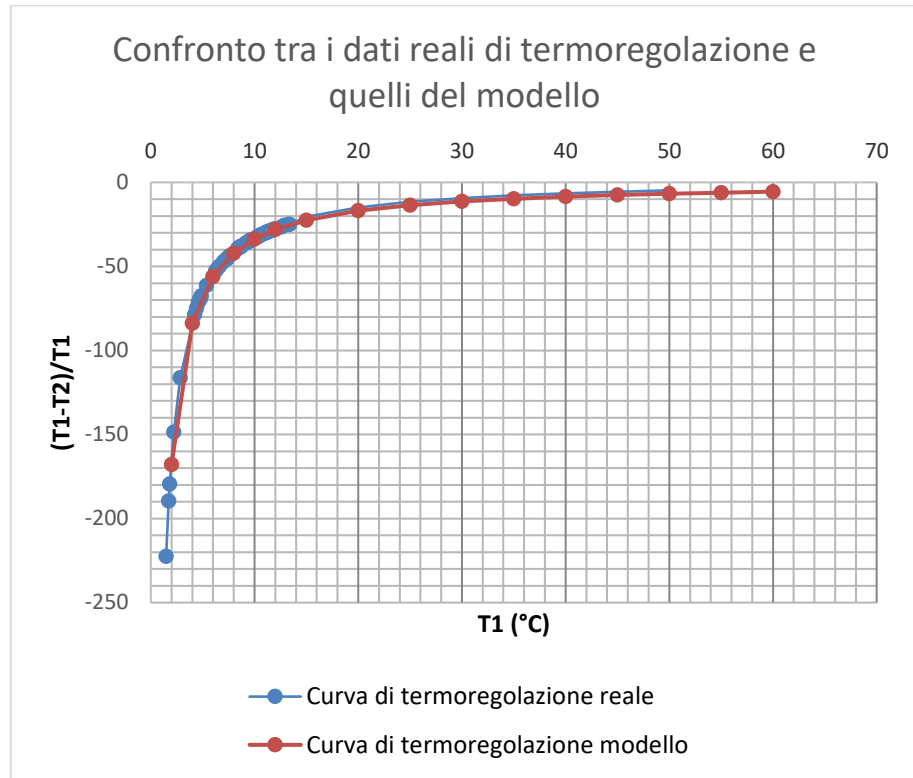


Figura 75 Curve di termoregolazione reale e da modello

Per convalidare questo studio sono stati confrontati i dati di una termoregolazione reale con la curva di termoregolazione generata dal PH4145 visibili in Figura 75. Si riporta, infine, la modellizzazione della termoregolazione dell'impianto con il ciclo Joule Brayton reale (Figura 76 e Figura 77).

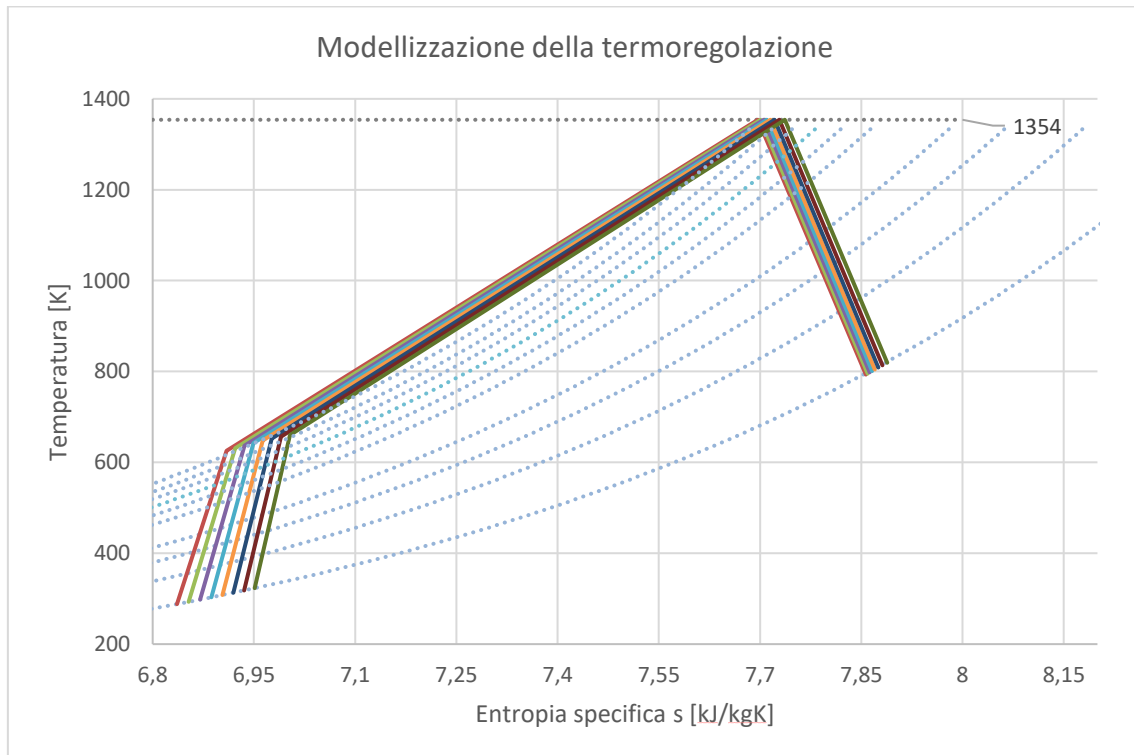


Figura 76 Modellizzazione della Termoregolazione per  $T_{amb}$  variabile



## 8. Utilizzo del software in applicazioni reali

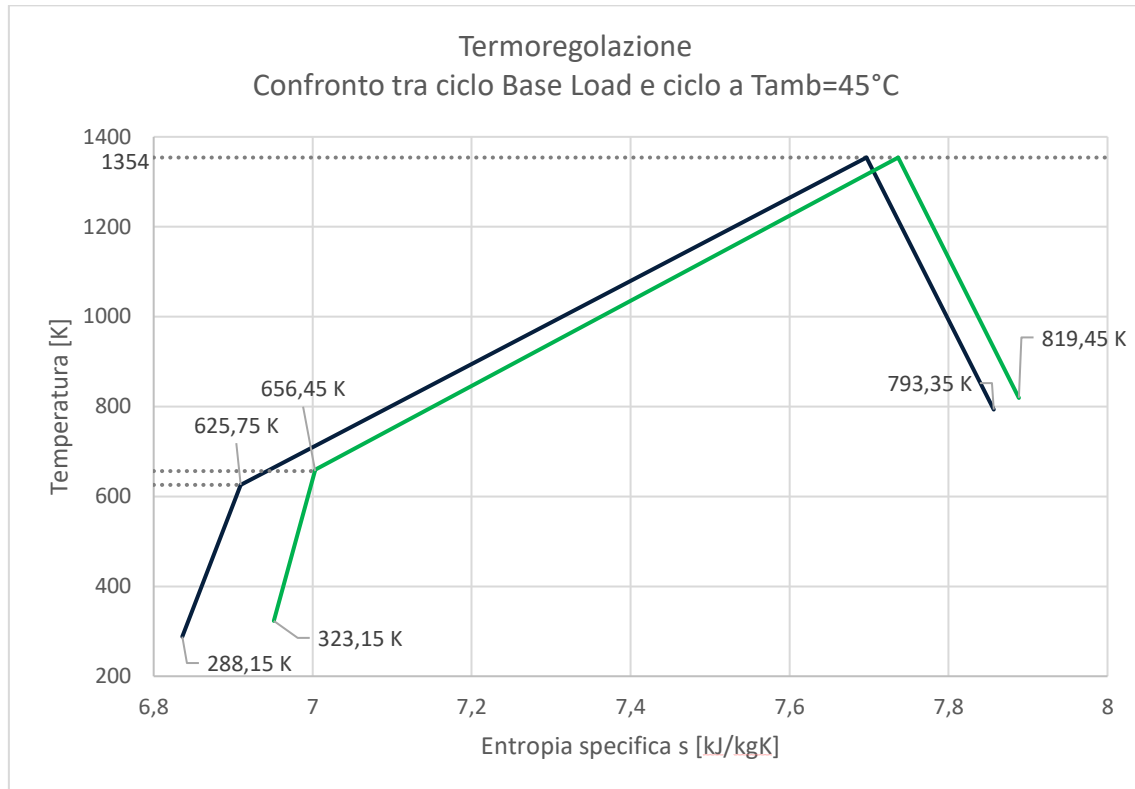


Figura 77 Curve di termoregolazione a  $T_{amb}=15$  e  $T_{amb}=45^{\circ}\text{C}$

### 8.3 Valutazione performance in seguito all'aumento di $T_3$

Questa parte del lavoro si è inserita a complemento di un progetto avviato dall'azienda Ethos Energy per la maggiorazione della temperatura in ingresso turbina  $T_3$  per un impianto TG20B7/8 in seguito alla modifica del sistema di cooling. L'azienda ha voluto valutare la possibilità di produrre l'impianto senza modificare la palettatura della turbina, essendo questa una palettatura creata ad hoc per le turbine TG il cui costo non è irrisorio.

Si procede con l'analisi dei triangoli di velocità confrontando la condizione di progetto a  $T_3 = 1040\text{ K}$  con la condizione di funzionamento attuale e con la nuova condizione a temperatura maggiorata, rispettivamente a  $T_3 = 1353\text{ K}$  e  $T_3 = 1427\text{ K}$ . La condizione di progetto deriva dalle ipotesi di primo tentativo e dai calcoli preliminari, non tiene conto delle condizioni al contorno né delle condizioni ambiente diverse da quelle ISO.

| PROGETTO              |     |       |      |     |        |      |       |
|-----------------------|-----|-------|------|-----|--------|------|-------|
| T3=768,5 °C=1041,67 K |     |       |      |     |        |      |       |
| C                     | U   | ALPHA | BETA | VZ  | VTHETA | VTHU | OMEGA |
| 543                   | 364 | 16    | 44   | 153 | 521    | 157  | 219   |
| 179                   | 362 | 84    | 153  | 178 | 343    | -19  | 378   |
| 460                   | 363 | 22    | 71   | 176 | 425    | 62   | 186   |
| 188                   | 363 | 93    | 153  | 188 | 374    | 11   | 419   |
| 405                   | 363 | 28    | 92   | 191 | 357    | -6   | 191   |
| 337                   | 363 | 66    | 144  | 197 | 274    | -89  | 216   |

Tabella 9 Dati triangoli di velocità per condizione di progetto

| ATTUALI CONDIZIONI DI FUNZIONAMENTO |     |       |      |     |        |      |       |
|-------------------------------------|-----|-------|------|-----|--------|------|-------|
| T3=1080,3 °C=1353,5 K               |     |       |      |     |        |      |       |
| C                                   | U   | ALPHA | BETA | VZ  | VTHETA | VTHU | OMEGA |
| 633                                 | 369 | 16    | 37   | 178 | 607    | 238  | 297   |
| 208                                 | 367 | 98    | 153  | 206 | 397    | 30   | 447   |
| 545                                 | 368 | 22    | 55   | 208 | 503    | 136  | 249   |
| 233                                 | 368 | 108   | 153  | 221 | 441    | 73   | 494   |
| 503                                 | 368 | 28    | 72   | 237 | 444    | 76   | 249   |
| 291                                 | 368 | 97    | 143  | 289 | 403    | 35   | 496   |

| NUOVE CONDIZIONI DI FUNZIONAMENTO |     |       |      |     |        |      |       |
|-----------------------------------|-----|-------|------|-----|--------|------|-------|
| T3=1154 °C=1427,15 K              |     |       |      |     |        |      |       |
| C                                 | U   | ALPHA | BETA | VZ  | VTHETA | VTHU | OMEGA |
| 667                               | 369 | 16    | 35   | 188 | 640    | 271  | 330   |
| 221                               | 367 | 103   | 153  | 215 | 415    | 49   | 468   |
| 574                               | 367 | 22    | 53   | 219 | 531    | 163  | 274   |
| 250                               | 368 | 112   | 153  | 232 | 462    | 94   | 516   |
| 527                               | 368 | 28    | 69   | 249 | 465    | 97   | 267   |
| 329                               | 368 | 104   | 144  | 320 | 446    | 78   | 548   |

Tabella 10 Dati triangoli di velocità nelle condizioni di funzionamento attuali e nuove

#### 8.3.1 Primo stadio

Nel confronto tra le due condizioni (Figura 78 **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.**), i triangoli colorati sono quelli nella condizioni di temperatura maggiorata

mentre i triangoli in nero sono quelli di progetto. Si può vedere come il PH4145 va giustamente a non agire sugli angoli costruttivi e su  $u$ , mentre variano le componenti assiali e gli angoli funzionali. La velocità  $c_2$  si allontana dalla direzione assiale ma, considerando il fatto che è solo un primo stadio, l'energia cinetica allo scarico verrà recuperata dal secondo stadio. La deflessione  $\Delta\beta$  aumenta nella nuova condizione. Lo stadio presenta un grado di reazione molto basso infatti  $w_2$  e  $w_1$  sono quasi simmetriche.

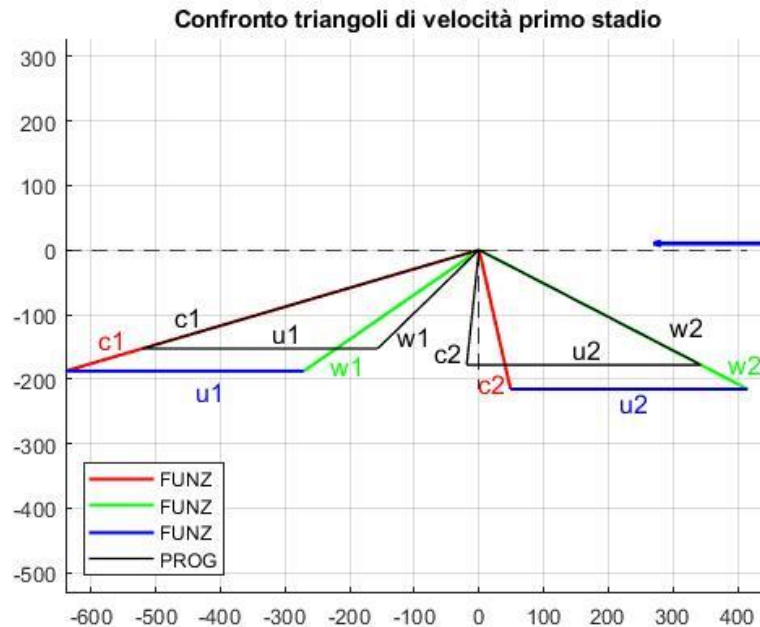


Figura 78 Confronto dei triangoli di velocità del primo stadio tra condizione di progetto e nuova condizione

La Figura 79 confronta le due condizioni di funzionamento in rosso e in blu con quella di progetto in nero. Si riportano in Tabella 11 i valori delle velocità, degli angoli e i gradi di reazione nelle tre condizioni.

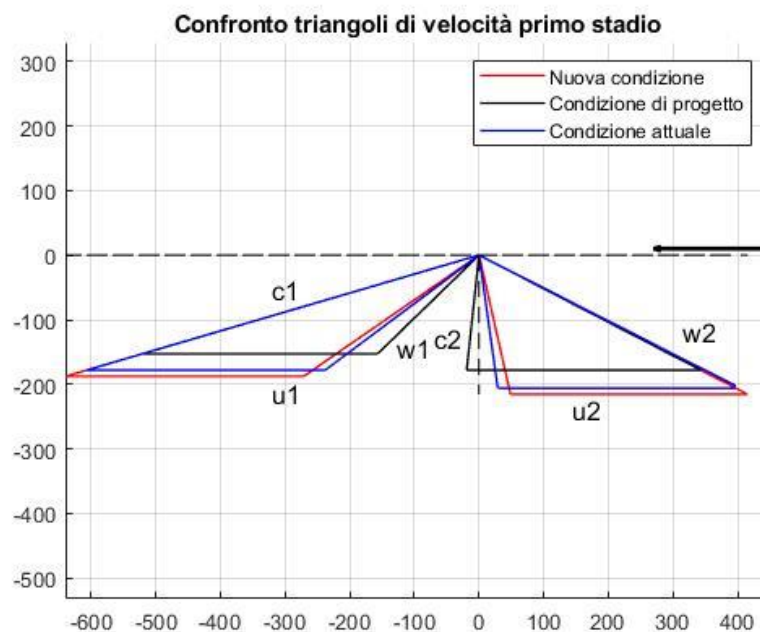


Figura 79 Confronto dei triangoli di velocità del primo stadio nelle tre condizioni

|               | Progetto | Attuale | Nuova   |
|---------------|----------|---------|---------|
| $c_1$         | 543 m/s  | 633 m/s | 667 m/s |
| $w_1$         | 219 m/s  | 297 m/s | 330 m/s |
| $\alpha_1$    | 16°      | 16°     | 16°     |
| $\beta_1$     | 44°      | 37°     | 35°     |
| $c_2$         | 179 m/s  | 208 m/s | 221 m/s |
| $w_2$         | 378 m/s  | 447 m/s | 468 m/s |
| $\alpha_2$    | 84°      | 98°     | 103°    |
| $\beta_2$     | 153°     | 153°    | 153°    |
| $c_{a1}$      | 153 m/s  | 178 m/s | 188 m/s |
| $c_{a2}$      | 178 m/s  | 206 m/s | 215 m/s |
| $\Delta\beta$ | 109°     | 116°    | 118°    |
| R             | 0,27     | 0,24    | 0,22    |

Tabella 11 Valori dei triangoli di velocità nelle tre condizioni per il primo stadio

### 8.3.1 Secondo stadio

Salta subito all'occhio sul secondo stadio una simmetria dovuta al fatto che il grado di reazione è quasi 0,5 (Figura 80). Anche in questo caso la deflessione è aumentata e la velocità  $c_2$  si è allontanata dalla direzione assiale.

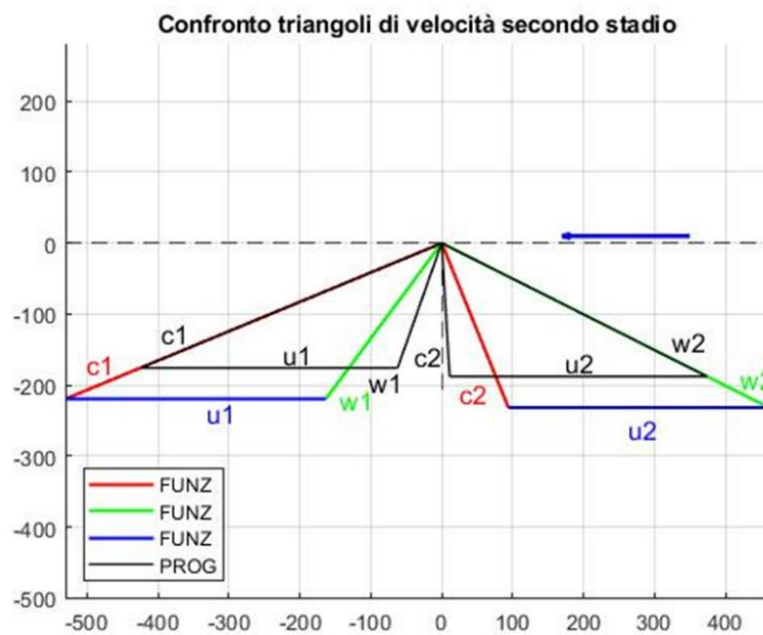


Figura 80 Confronto dei triangoli di velocità del secondo stadio tra condizione di progetto e nuova condizione

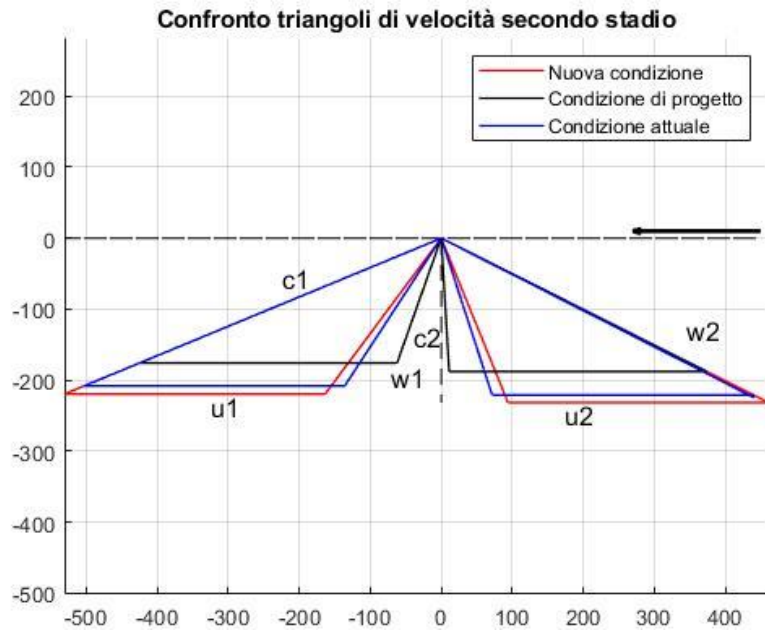


Figura 81 Confronto dei triangoli di velocità del secondo stadio nelle tre condizioni

|               | Progetto | Attuale | Nuova   |
|---------------|----------|---------|---------|
| $c_1$         | 460 m/s  | 545 m/s | 574 m/s |
| $w_1$         | 186 m/s  | 249 m/s | 274 m/s |
| $\alpha_1$    | 22°      | 22°     | 22°     |
| $\beta_1$     | 71°      | 55°     | 53°     |
| $c_2$         | 188 m/s  | 233 m/s | 250 m/s |
| $w_2$         | 419 m/s  | 494 m/s | 516 m/s |
| $\alpha_2$    | 93°      | 108°    | 112°    |
| $\beta_2$     | 153°     | 153°    | 153°    |
| $c_{a1}$      | 176 m/s  | 208 m/s | 219 m/s |
| $c_{a2}$      | 188 m/s  | 221 m/s | 232 m/s |
| $\Delta\beta$ | 82°      | 98°     | 100°    |
| R             | 0,44     | 0,43    | 0,42    |

Tabella 12 Valori dei triangoli di velocità nelle tre condizioni per il secondo stadio

### 8.3.1 Terzo stadio

Il terzo stadio presenta dei triangoli già molto diversi rispetto a quelli di progetto (Figura 82). Questo è stato un campanello d'allarme per stimolare nuove analisi. Si è quindi proceduto andando a valutare la riduzione del rendimento del terzo stadio rispetto a quello di progetto e facendo un confronto con i triangoli in uscita da AxSTREAM, un software per il disegno, l'analisi e l'ottimizzazione di turbomacchine.

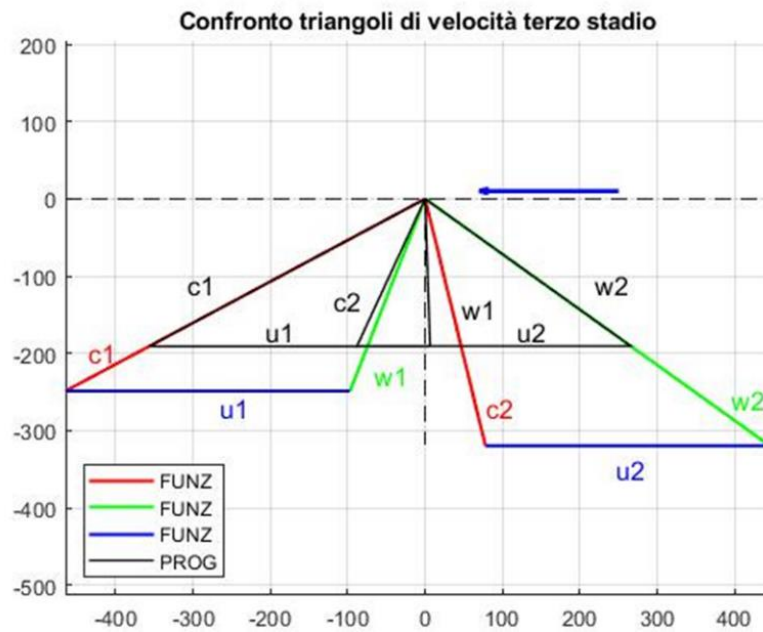


Figura 82 Confronto dei triangoli di velocità del terzo stadio tra condizione di progetto e nuova condizione

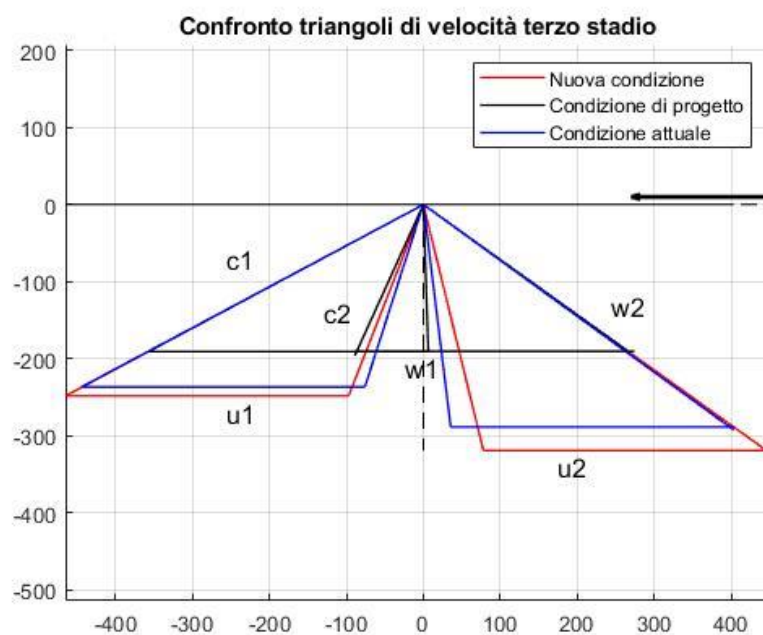


Figura 83 Confronto dei triangoli di velocità del terzo stadio nelle tre condizioni

|            | Progetto | Attuale | Nuova   |
|------------|----------|---------|---------|
| $c_1$      | 405 m/s  | 503 m/s | 527 m/s |
| $w_1$      | 191 m/s  | 249 m/s | 267 m/s |
| $\alpha_1$ | 28°      | 28°     | 28°     |
| $\beta_1$  | 92°      | 72°     | 69°     |
| $c_2$      | 216 m/s  | 291 m/s | 329 m/s |
| $w_2$      | 337 m/s  | 496 m/s | 548 m/s |
| $\alpha_2$ | 66°      | 97°     | 104°    |
| $\beta_2$  | 144°     | 144°    | 144°    |
| $c_{a1}$   | 191 m/s  | 237 m/s | 249 m/s |

## 8. Utilizzo del software in applicazioni reali

|               |         |         |         |
|---------------|---------|---------|---------|
| $c_{a2}$      | 197 m/s | 289 m/s | 320 m/s |
| $\Delta\beta$ | 52°     | 70°     | 75°     |
| R             | 0,40    | 0.52    | 0,57    |

Tabella 13 Valori dei triangoli di velocità nelle tre condizioni per il terzo stadio

Come si può vedere Figura 84 Rendimento isoentropico del terzo stadio in funzione del rapporto caratteristico Figura 84, la condizione di progetto rispetta la condizione di rendimento massimo per stadi di turbine a reazione.

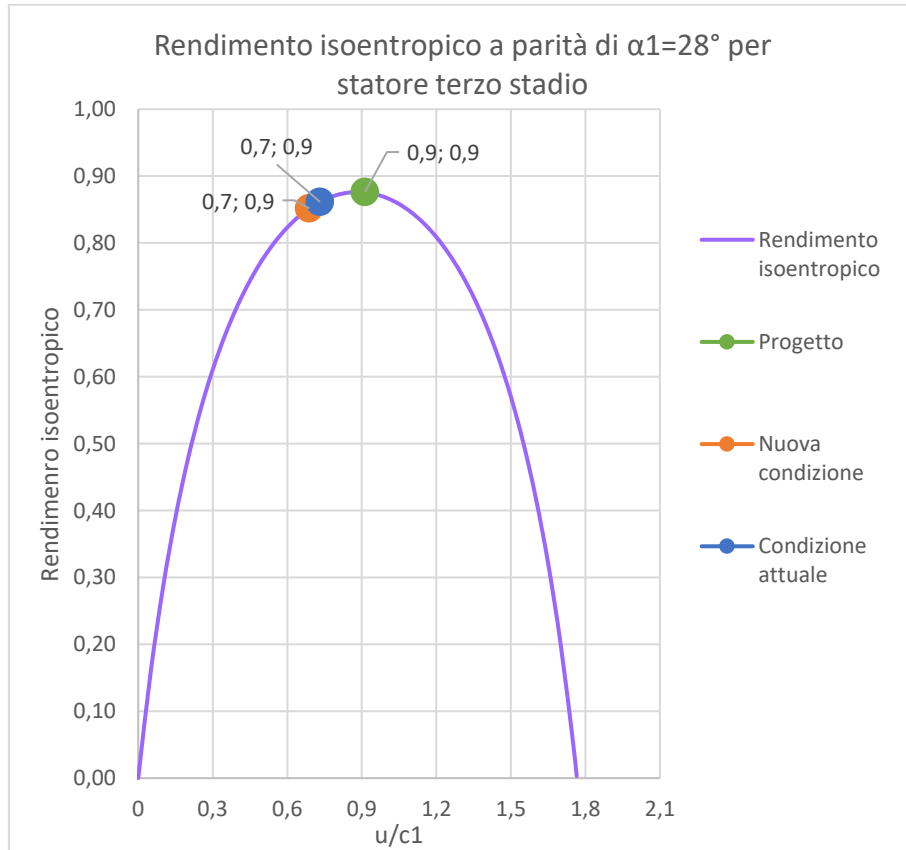


Figura 84 Rendimento isoentropico del terzo stadio in funzione del rapporto caratteristico

La nuova condizione, invece, ha un rapporto caratteristico:

$$\frac{u}{c_1} = 0.8 * \cos\alpha_1$$

Di conseguenza un rendimento dello stadio più basso. Dalle analisi condotte sul lavoro interno si può vedere come il lavoro interno totale della turbina sia leggermente diminuito (in arancione in Figura 85) e che lo stadio che risente maggiormente delle modifiche nella direzione del flusso è il terzo, il quale presenta un lavoro interno minore rispetto a quello di progetto e a quello delle attuali condizioni di funzionamento (Figura 85).

## 8. Utilizzo del software in applicazioni reali

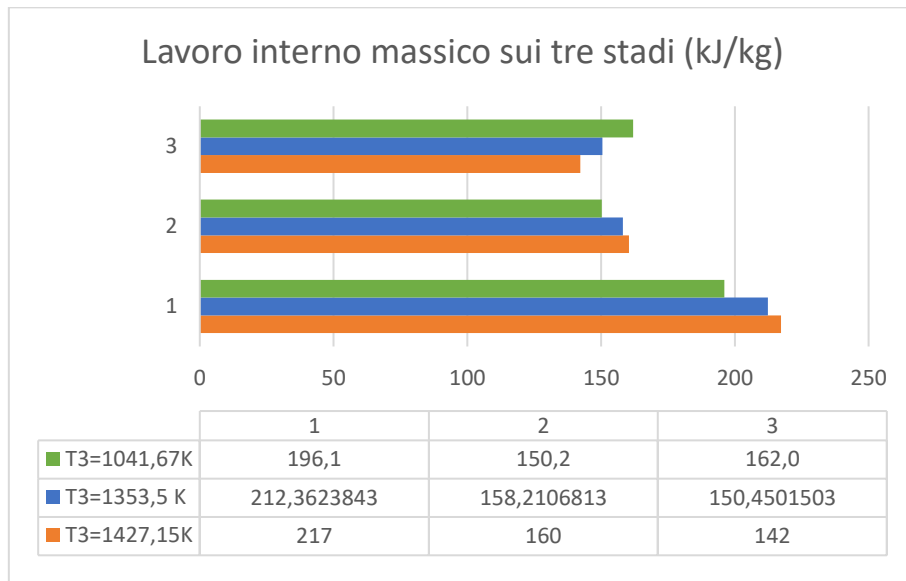


Figura 85 Lavoro interno massico nei singoli stadi nelle tre condizioni

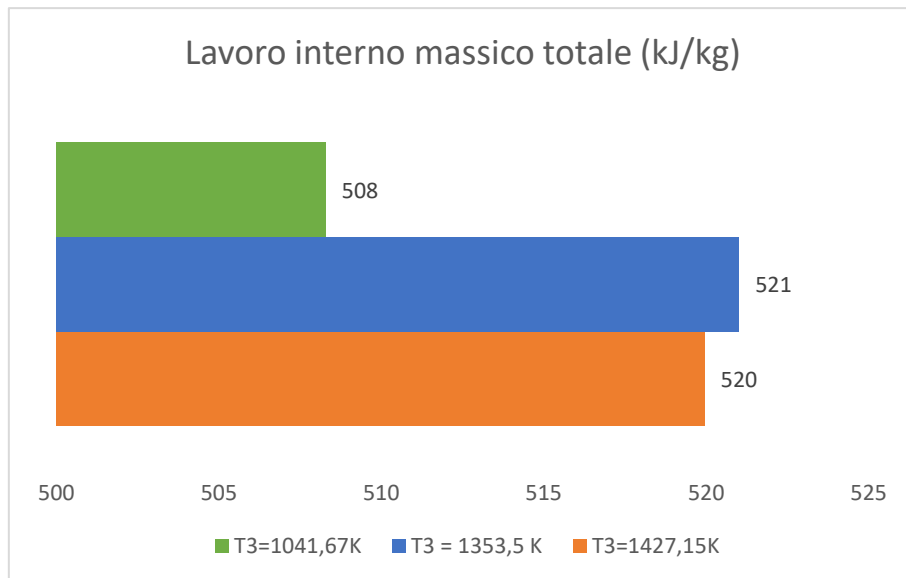


Figura 86 Lavoro interno massico totale nelle tre condizioni

| Numeri di MACH |          |                    |                  |
|----------------|----------|--------------------|------------------|
|                | Progetto | Attuali condizioni | Nuove condizioni |
| S1             | 0,9236   | 0,9383             | 0,9633           |
| R1             | 0,8515   | 0,832              | 0,6937           |
| S2             | 0,9255   | 0,937              | 0,8987           |
| R2             | 0,8353   | 0,8497             | 0,8394           |
| S3             | 0,9309   | 0,9343             | 0,8989           |
| R3             | 0,847    | 0,866              | 1                |

Tabella 14 Valori del numero di Mach nelle due condizioni

Tuttavia, il software segnala un blocco sonico sul rotore terzo stadio (Tabella 14 Valori del numero di Mach nelle due condizioni). Si riporta di seguito l'andamento del numero di Mach nei tre stadi e nelle due condizioni (Tabella 14 e Figura 87).



## 8. Utilizzo del software in applicazioni reali

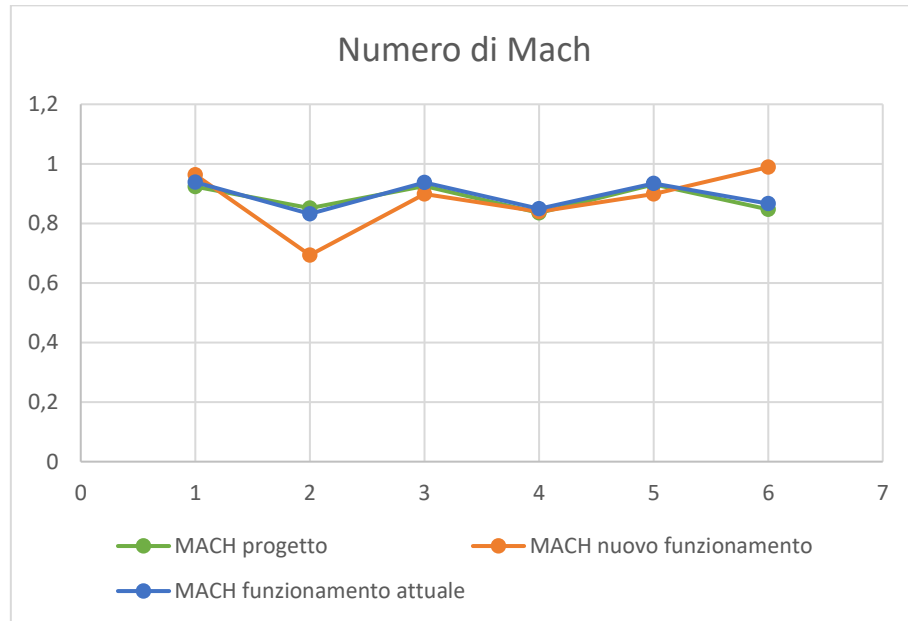


Figura 87 Andamento del numero di Mach nei tre stadi

Data l'improbabilità che il blocco sonico avvenga sul terzo stadio poiché solitamente è lo statore del primo stadio, soggetto a una temperatura più alta, ad essere caratterizzato da questa problematica, si è voluto fare un confronto con AxSTREAM. Quello che si vede è che i triangoli di velocità sul terzo stadio in linea di massima rispecchiano nelle direzioni e negli angoli quelli calcolati da AxSTREAM (Figura 88), tuttavia ci sono effettivamente sul terzo stadio delle differenze dell'ordine del 20% sui valori assoluti delle velocità. Questo comporta una diminuzione del numero di Mach a 0,93 mantenendo il flusso subsonico.

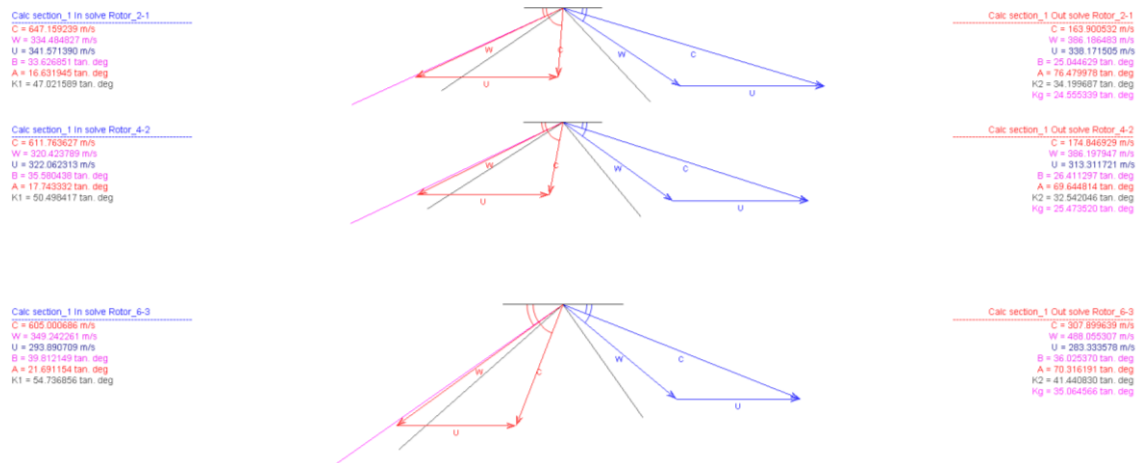


Figura 88 Triangoli di velocità nelle nuove condizioni di funzionamento AxSTREAM

## 8. Utilizzo del software in applicazioni reali

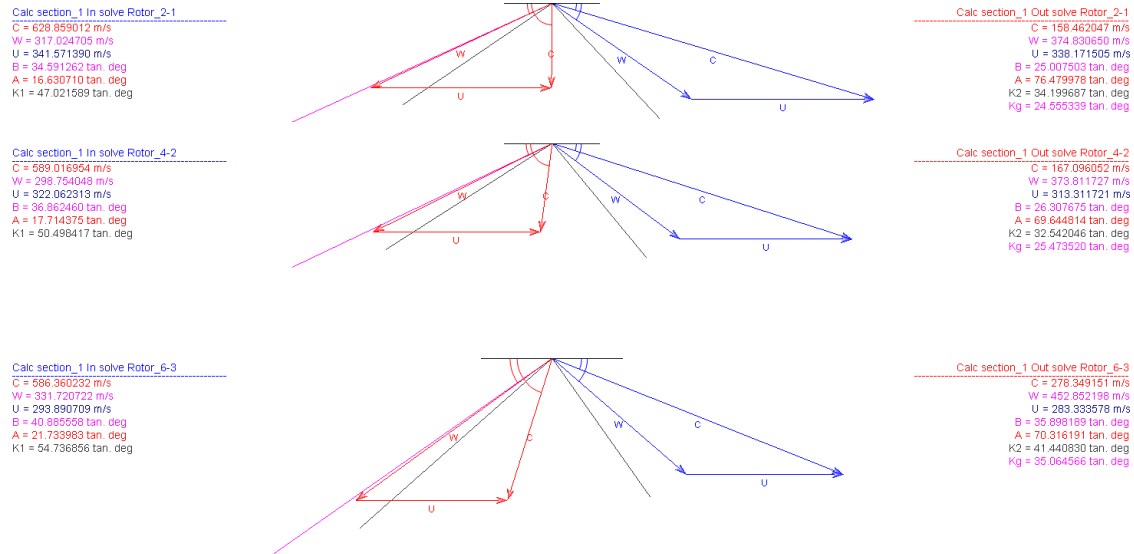


Figura 89 Triangoli di velocità nelle attuali condizioni di funzionamento AxSTREAM

Per concludere, si ritiene accettabile l'idea di portare avanti il progetto della  $T_3$  maggiorata senza cambiare i profili delle pale turbina.

## 9. Conclusioni e ringraziamenti

Al termine di questo lavoro di tesi l'azienda ha ottenuto due vantaggi non indifferenti. La decodifica del software, sebbene parziale, ha messo in luce le relazioni fisiche, chimiche e termodinamiche che sostengono il codice di calcolo permettendo di raggiungere una migliore chiarezza per ciò che concerne il suo attuale utilizzo e le potenzialità. Inoltre, le due interfacce grafiche semplificano notevolmente il lavoro dell'utente, sia nell'impostazione dei parametri di input che nell'impatto visivo immediato che egli può avere per tutto ciò che riguarda i dati di output.

Per gli sviluppi futuri si consiglia di continuare la decodifica del PH4145 ponendo maggiore attenzione al combustore e alle emissioni Nox. Sarebbe altresì interessante continuare lo studio delle metodologie di calcolo con cui il software aggiunge i flussi di cooling e la rigenerazione al calcolo della potenza netta prodotta. Le interfacce grafiche, invece, possono essere, con piccole modifiche, adattate ad altri modelli di macchina e ad altri software di calcolo di proprietà aziendale. Si è già sperimentato un ampliamento dell'interfaccia di Input al modello TG50D5 ma questo lavoro può essere fatto per tutte le tipologie di impianto.

Concludo ringraziando l'intero team ingegneristico di Ethos Energy per l'opportunità che mi è stata data e per avermi insegnato molto al di fuori del progetto di tesi per tutto ciò che concerne le lavorazioni meccaniche, i controlli non distruttivi e in generale per aver vissuto realmente all'interno di uno stabilimento un processo produttivo di così grandi dimensioni.

Ringrazio i miei due relatori Daniela Misul e Mirko Baratta per avermi inserito in questo contesto ma soprattutto per il modo in cui gestiscono i lavori di tesi, per la loro grande disponibilità, attenzione per i dettagli, costanza e i fondamentali consigli.

Ringrazio la mia famiglia che mi ha sostenuto in ogni problema e in ogni scelta, senza la quale non avrei potuto portare a compimento questo percorso. Tra loro ringrazio soprattutto mio papà, che ha mi ha incoraggiata sempre, e mia mamma, che sta imparando a sopportare la distanza che ci separa.

---

Ringrazio Marco perché è stato un inseparabile compagno di studio, di riflessioni e di vita.

Infine, ringrazio gli amici di sempre, i colleghi dell'università, le mie tante coinquiline, gli amici di Villa e tutte le persone che hanno partecipato alle mie ansie e alle mie gioie e che mi hanno seguita fino alla fine del percorso di studi. A loro dico grazie per essere con me oggi e auguro un in bocca al lupo per i loro percorsi universitari e di vita.

## 10. Bibliografia e Sitografia

**Fondamenti di Termodinamica dell'Ingegneria Chimica**, Renato Rota

<http://www.studiovergnani.it/images/termodinamica/Fondamenti%20Di%20Termodinamica%20Dell%20Ingegneria%20Chimica.pdf>

**Le turbine a gas e i cicli combinati**

<http://www-3.unipv.it/electric/conven/cap.4%20-%20turbogas%20e%20cicli%20combinati.pdf>

**Off-design delle turbine a gas e dei cicli combinati**, Corso di impianti per l'energia, 2010-2011

[http://www.tpg.unige.it/TPG/download\\_folder/impiantienergia/8-OFF-DESIGN%20DELLE%20TURBINE%20A%20GAS%20E%20DEI%20CICLI%20COMBINATI.pdf](http://www.tpg.unige.it/TPG/download_folder/impiantienergia/8-OFF-DESIGN%20DELLE%20TURBINE%20A%20GAS%20E%20DEI%20CICLI%20COMBINATI.pdf)

**Motori continui a gas (turbine a gas)**

<http://www-3.unipv.it/webidra/materialeDidattico/sala/013.pdf>

**Turbine a gas**

<http://www00.unibg.it/dati/corsi/37021/49815-cap%209%20-%20Impianti%20Turbogas.pdf>

**Capitolo 7: Turbina assiale**, da *Motori per aeromobili*, F. Gamma, Università La Sapienza.

[http://dma.ing.uniroma1.it/users/lisa\\_ma/MATERIALE/CAP7-La%20Turbina%20Assiale.pdf](http://dma.ing.uniroma1.it/users/lisa_ma/MATERIALE/CAP7-La%20Turbina%20Assiale.pdf)

**Analisi delle prestazioni di impianti a gas, vapore e combinati**, Tesi di Alice Bandini, Corso di laurea in ingegneria meccanica, Alma Mater Studiorum Università di Bologna, 2012-2013.

[https://amslaurea.unibo.it/6906/1/Bandini\\_Alice\\_Tesi.pdf](https://amslaurea.unibo.it/6906/1/Bandini_Alice_Tesi.pdf)

**Realizzazione di un' interfaccia grafica con GUI di Matlab**, B. D'Acunto Corso di modelli e metodi numerici per l'ingegneria, Università degli studi di Napoli Federico II, 2010-2011.

## 10. Bibliografia e Sitografia

---

[http://danilodefusco.xoom.it/universita/laurea\\_magistrale/MMNI/Realizzazione%20interfaccia%20grafica%20con%20GUI%20di%20Matlab.pdf](http://danilodefusco.xoom.it/universita/laurea_magistrale/MMNI/Realizzazione%20interfaccia%20grafica%20con%20GUI%20di%20Matlab.pdf)

**MATLAB® Creating Graphical User Interfaces** © COPYRIGHT 2000–2015 by The MathWorks, Inc.

<http://www.apmath.spbu.ru/ru/staff/smironovmn/files/buildgui.pdf>

(Complementi di macchine, A.E.Catania)

**Analisi multidisciplinare dei modelli di perdita delle rotor tip clearance**, Lorenzo Gugliotta, Tesi di Laurea Magistrale, Luglio 2018, Politecnico di Torino

<http://webthesis.biblio.polito.it/8047/1/tesi.pdf#page=40&zoom=100,0,145>

**Aerodynamic Design of Axial Flow Compressors**, Vol II, I.A.Johnsen e R.O.Bullock, NACA Research Memorandum, 1956

**Implementazione e validazione di un codice per il calcolo delle prestazioni di turbine a vapore multistadio**, Parma Stefano, Tesi di Laurea Magistrale, 2012-2013, Università degli studi di Padova.

[http://tesi.cab.unipd.it/43257/1/Implementazione\\_e\\_validazione\\_di\\_un\\_codice\\_per\\_il\\_calcolo\\_delle\\_prestazioni\\_di\\_turbine\\_a\\_vapore\\_multistadio.pdf](http://tesi.cab.unipd.it/43257/1/Implementazione_e_validazione_di_un_codice_per_il_calcolo_delle_prestazioni_di_turbine_a_vapore_multistadio.pdf)

**Stima delle performance di turbine aeronautiche di bassa pressione in analisi monodimensionali**, Cremonesi Fabiola, Tesi di Laurea Magistrale, 2013-2014, Università degli studi di Padova.

[http://tesi.cab.unipd.it/47011/1/Tesi\\_Cremonesi\\_Fabiola.pdf](http://tesi.cab.unipd.it/47011/1/Tesi_Cremonesi_Fabiola.pdf)

**Stima delle perdite in turbine**, Mauro Valorani, Corso di motori aeronautici, 2011-2012, Università di Roma Sapienza.

[web2srv.ing.uniroma1.it/~m\\_valorani/Trasparenze\\_files/ma-slides-lecture-11.pdf](http://web2srv.ing.uniroma1.it/~m_valorani/Trasparenze_files/ma-slides-lecture-11.pdf)

**Loss Mechanisms in Turbomachines**, J.D.Denton, 1993, IGTI Scholar Lecture.

[http://www.unife.it/ing/lm.meccanica/insegnamenti/fluidodinamica-delle-macchine/materiale-didattico/JT\\_V115\\_621-656.pdf](http://www.unife.it/ing/lm.meccanica/insegnamenti/fluidodinamica-delle-macchine/materiale-didattico/JT_V115_621-656.pdf)

**Studio sulle perdite per trafilamento nelle turbomacchine**, Dimitri Dolci, Tesi di laurea triennale, 2014-2015, Università degli studi di Pisa

[https://www.academia.edu/31646913/Studio\\_sulle\\_perdite\\_per\\_trafilamento\\_nelle\\_turbomacchine\\_RELATORE\\_CANDIDATO](https://www.academia.edu/31646913/Studio_sulle_perdite_per_trafilamento_nelle_turbomacchine_RELATORE_CANDIDATO)